

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2003年3月27日 (27.03.2003)

PCT

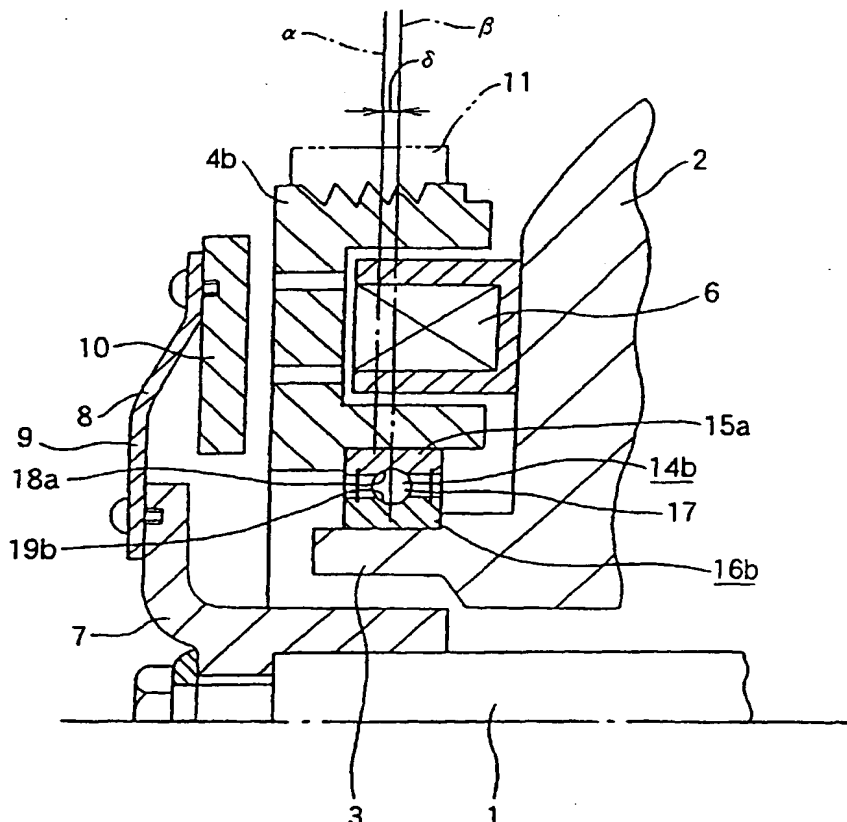
(10) 国際公開番号  
WO 03/025409 A1

- (51) 国際特許分類: F16C 19/16, 特願2002-088771 2002年3月27日 (27.03.2002) JP  
33/41, 33/66, 33/78, F16H 55/36, 7/02 特願2002-174268 2002年6月14日 (14.06.2002) JP
- (21) 国際出願番号: PCT/JP02/09228 (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区大崎一丁目6番3号 Tokyo (JP).
- (22) 国際出願日: 2002年9月10日 (10.09.2002)
- (25) 国際出願の言語: 日本語 (72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてののみ): 田邊 晃一 (TAN-ABE, Kouichi) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県 藤沢市 鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 宮川 貴之 (MIYAGAWA, Takayuki) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県 藤沢市 鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 谷口 雅人 (TANIGUCHI, Masato) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2001-283322 2001年9月18日 (18.09.2001) JP  
特願2002-015428 2002年1月24日 (24.01.2002) JP

[続葉有]

(54) Title: PULLEY ROTATINGLY SUPPORTING DEVICE

(54) 発明の名称: プーリ回転支持装置



(57) Abstract: A pulley rotatingly supporting device, comprising a three-point contact type or a four-point contact type radial ball bearing (14b), wherein an offset amount ( $\delta$ ) as an axial distance between the center portion ( $\alpha$ ) of a radial load applied from an endless belt (11) to a driven pulley (4b) and the center position ( $\beta$ ) of the radial ball bearing (14b) is set to 40% or less of the pitch circle diameter of the radial ball bearing (14b), and the radial clearance of the radial ball bearing (14b) is set to 0.2% or less of the pitch circle diameter, whereby the durability of the endless belt (11) applied onto the driven pulley (4b) and the pulley rotatingly supporting device for supporting the driven pulley (4b) can be assured with a downsized structure.

[続葉有]

WO 03/025409 A1



県藤沢市 鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 小栗 昌平, 外(OGURI, Shohei et al.): 〒107-6028 東京都 港区 赤坂一丁目12番32号 アーク森ビル28階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約:

本発明の課題は、小型化できる構造で、従動プーリ（4 b）に掛け渡す無端ベルト（11）並びにこの従動プーリ（4 b）を支持するプーリ回転支持装置の耐久性確保を図る。

本発明においては、上記プーリ回転支持装置として、3点接触型又は4点接触型のラジアル玉軸受（14 b）を使用する。上記無端ベルト（11）から上記従動プーリ（4 b）に加わるラジアル荷重の中心 $\alpha$ と上記ラジアル玉軸受（14 b）の中心位置 $\beta$ との軸方向距離であるオフセット量 $\delta$ を、上記ラジアル玉軸受（14 b）のピッチ円直径の40%以下とする。このラジアル玉軸受（14 b）のラジアル隙間を、上記ピッチ円直径の0.2%以下とする。

## 明 細 書

## プーリ回転支持装置

## &lt;技術分野&gt;

この発明に係るプーリ回転支持装置は、例えば自動車用のエンジンにより回転駆動するベルトを掛け渡す為のプーリを、固定の部分に対し回転自在に支持する為に使用する。

## &lt;背景技術&gt;

従来から、自動車用エンジンに使用されているタイミングベルトや補機駆動用ベルトの張力を調整する為にオートテンショナを使用したりして、このベルトによりコンプレッサ等の補機を駆動する事が行なわれている。そして、上記オートテンショナに使用するプーリや、上記補機を駆動する為の従動プーリ等の回転支持部には、転がり軸受を使用して、固定の部分に対しプーリを回転自在に支持している。

例えば、図32は、自動車用空気調和装置に組み込んで冷媒を圧縮するコンプレッサの回転支持部に複列の転動体軸受を使用した、従来構造の第1例を示している。このコンプレッサの回転軸1は、図示しない転がり軸受により、ケーシング2内に回転自在に支持している。このケーシング2の端部外面に設けた、請求項に記載した支持部分に相当する支持筒部3の周囲に従動プーリ4を、複列ラジアル玉軸受5により、回転自在に支持している。この従動プーリ4は、断面コ字形で全体を円環状に構成しており、上記ケーシング2の端面に固定したソレノイド6を、上記従動プーリ4の内部空間に配置している。一方、上記回転軸1の端部で上記ケーシング2から突出した部分には取付ブラケット7を固定しており、この取付ブラケット7の周囲に磁性材製の環状板8を、板ばね9を介して支持している。この環状板8は、上記ソレノイド6への非通電時には、上記板ばね9の弾力により、図32に示す様に上記従動プーリ4から離隔しているが、上記ソレ

ノイド 6 への通電時にはこの従動プーリ 4 に向け吸着されて、この従動プーリ 4 から上記回転軸 1 への回転力の伝達を自在とする。即ち、上記ソレノイド 6 と上記環状板 8 と上記板ばね 9 とにより、上記従動プーリ 4 と上記回転軸 1 とを係脱する為の電磁クラッチ 10 を構成している。

上述の様な、複列ラジアル玉軸受 5 により従動プーリ 4 を回転自在に支持する構造の場合には、この従動プーリ 4 に掛け渡した無端ベルト 11 からこの従動プーリ 4 に多少の偏荷重が加わった場合でも、上記複列ラジアル玉軸受 5 を構成する外輪 12 の中心軸と内輪 13 の中心軸とが不一致になる（傾斜する）事は殆どない。従って、上記複列ラジアル玉軸受 5 の耐久性を十分に確保すると共に、上記従動プーリ 4 の回転中心が傾斜する事を防止して、上記無端ベルト 11 の偏摩耗を防止できる。

但し、上記複列ラジアル玉軸受 5 を使用する事に伴って、軸方向寸法が嵩む事が避けられない。従動プーリ 4 の回転支持部は、限られた空間内に設置しなければならない場合が多く、軸方向寸法が嵩む事は好ましくない。しかも、軸方向寸法が嵩む事に伴い、構成各部品のコストが嵩んでしまう。

上記従動プーリ 4 を支持する為の転がり軸受として、上述の様な複列ラジアル玉軸受 5 に代えて単列深溝型のラジアル玉軸受を使用すれば、軸方向寸法を短縮して限られた空間内への設置が容易になる。但し、単純な単列深溝型のラジアル玉軸受の場合には、上記従動プーリ 4 がモーメント荷重を受けた場合にこの従動プーリ 4 の傾斜を防止する為の力が小さく、上記ラジアル玉軸受を構成する外輪の中心軸と内輪の中心軸とが不一致になる程度が著しくなる。この結果、上記ラジアル玉軸受の耐久性が不十分になるだけでなく、上記従動プーリ 4 に掛け渡した無端ベルト 11 に著しい偏摩耗が発生し易くなる。

この様な事情に鑑みて、従動プーリを支持する為に、単列で 4 点接触型のラジアル玉軸受を使用する事が、例えば下記特許文献 1、特許文献 2 に記載されている様に、従来から考えられている。図 33～34 は、このうちの特許文献 1 に記載された、従来構造の第 2 例を示している。

この従来構造の第 2 例では、金属板にプレス加工等による曲げ加工を施して成

る従動プーリ 4 a を、単列で 4 点接触型のラジアル玉軸受 1 4 により、図示しない支持部分の周囲に回転自在に支持できる様にしている。このラジアル玉軸受 1 4 は、互いに同心に支持された外輪 1 5 及び内輪 1 6 と、複数の転動体 1 7、1 7 とを備える。このうちの外輪 1 5 の内周面には外輪軌道 1 8 を、内輪 1 6 の外周面には内輪軌道 1 9 を、それぞれ全周に亘って形成している。これら各軌道 1 8、1 9 の断面形状はそれぞれ、上記各転動体 1 7、1 7 の直径の  $1/2$  よりも大きな曲率半径を有する円弧同士を中間部で交差させた、所謂ゴシックアーチ状である。従って、上記各軌道 1 8、1 9 と上記各転動体 1 7、1 7 の転動面とは、それぞれ 2 点ずつ、これら各転動体 1 7、1 7 毎に合計 4 点ずつで接触する。

この様な 4 点接触型のラジアル玉軸受 1 4 は、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受に比べてモーメント荷重に対する剛性が大きく、モーメント荷重を受けた場合でも上記外輪 1 5 の中心軸と上記内輪 1 6 の中心軸とがずれにくくなる。この為、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受を使用してコンプレッサ用プーリ回転支持装置を構成した場合に比べ、従動プーリ 4 に掛け渡した無端ベルト 1 1 (図 3-2 参照) に発生する偏摩耗を緩和できる。尚、前記特許文献 2 には、コンプレッサ駆動用の従動プーリの回転支持部に上述の様な 4 点接触型のラジアル玉軸受を組み付け、更にこの従動プーリとコンプレッサの回転軸との間に電磁クラッチを設けた構造が記載されている。

又、図 3 5 に示す様な、単列で 3 点接触型の転動体軸受 1 4 a でも、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受に比べてモーメント荷重に対する剛性が大きく、モーメント荷重を受けた場合でも外輪 1 5 の中心軸と内輪 1 6 a の中心軸とがずれにくくなる。この 3 点接触型の転動体軸受 1 4 a は、この内輪 1 6 a の外周面に、転動体 1 7 の転動面と 1 点で接触する断面が単一曲率を有する円弧状の内輪軌道 1 9 a を、上記外輪 1 5 の内周面に、上記図 3 3 ~ 3 4 に示した 4 点接触型のラジアル玉軸受 1 4 と同様に、上記転動体 1 7 の転動面と 2 点で接触する、ゴシックアーチ状の外輪軌道 1 8 を、それぞれ形成している。この様な 3 点接触型の転動体軸受 1 4 a を使用してコンプレッサ用プーリを支持する場合でも、一般的な単列深溝型のラジアル玉軸受を使用してコンプレッサ用プーリ回転支持装置を構

成した場合に比べて、従動プーリ 4 に掛け渡した無端ベルト 1 1（図 3 2 参照）に発生する偏摩耗を緩和できる。図 3 5 に記載した構造とは逆に、各転動体の転動面と外輪軌道とが 1 点ずつで、内輪軌道とが 2 点ずつで、それぞれ接触する 3 点接触型の転動体軸受の場合も同様である。

上述した様に、プーリの回転支持部に上述の様な 3 点接触型或は 4 点接触型のラジアル玉軸受を組み付けた場合には、小型・軽量化と耐久性の確保とを高次元で両立させられる可能性がある。但し、従来の場合には各部の諸元を十分に検討していない為、必ずしも十分な効果を得られていなかった。

又、エンジンの補機、特にコンプレッサは、近年、高回転化、高容量化、軸方向寸法の短縮化を図る事が行なわれている。但し、この様に補機の高回転化等を図ると、補機用プーリを支持する為の転動体軸受が発熱し易くなる事に基づき、グリースの焼き付き寿命（劣化寿命）が短くなる。又、この転動体軸受に過大なモーメント荷重が加わる事に基づき、外輪軌道及び内輪軌道の肩部に転動体が増り上げ易くなる。又、エンジンの補機以外の装置でも、オートテンション等、高回転化や軸方向寸法の短縮化の必要がある場合には、この様な装置に使用するプーリ支持用の転動体軸受で、同様に、グリースの焼き付き寿命が短くなったり、外輪軌道及び内輪軌道の肩部に転動体が増り上げ易くなる。従って、エンジンの補機等、高回転化、高容量化、小型化の必要がある装置に使用する転動体軸受で、グリースの焼き付き寿命と、転動体の増り上げ余裕率（肩部への転動体の増り上げにくさを表す割合）とを向上させる事に就いて、何ら考慮しない場合には、これらの性能が不十分になる可能性がある。尚、グリースの焼き付き寿命が十分に長い場合、軸受寿命は内、外輪各軌道の転がり疲れ寿命により定まる為、上記グリースの焼き付き寿命を向上させる事は特に重要ではない。但し、この焼き付き寿命があまり長くない場合、この焼き付き寿命により軸受寿命が定まる可能性がある為、軸受寿命を確保する面から、上記焼き付き寿命を向上させる事は特に重要になる。

本発明のプーリ回転支持装置は、この様な事情に鑑みて、転がり軸受とプーリに掛け渡した無端ベルトとの耐久性を確保し、しかも高回転化、高容量化、小型

化の必要がある装置に使用する場合でも、転がり軸受の内部に封入するグリースの焼き付き寿命と転動体の乗り上げ余裕率とを十分に確保すべく発明したものである。

[特許文献 1]

特開平 9 - 1 1 9 5 1 0 号公報

[特許文献 2]

特開平 1 1 - 3 3 6 7 9 5 号公報

[特許文献 3]

特開平 1 1 - 2 1 0 6 1 9 号公報

[特許文献 4]

実開昭 6 4 - 2 7 4 8 2 号公報

<発明の開示>

本発明のプーリ回転支持装置は、前述した様な従来から知られているプーリ回転支持装置と同様に、固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のプーリとを備える。

そして、上記転がり軸受は、前述した特許文献 1、特許文献 2 に記載されている様に、外周面に転動体の転動面と 1 点又は 2 点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に転動体の転動面と 1 点又は 2 点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数の転動体と、これら転動体を転動自在に保持するポケットを有する保持器と、外周縁部を上記外輪の内周面に係止するとともに、内周縁部に設けられたシールリップの先端部を上記内輪の外周面に摺接させた密封板と、を備え、潤滑剤によって潤滑され、上記内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道と上記転動体の転動面とがそれぞれ 2 点ずつで接触する、単列で 3 点又は 4 点接触型のラジアル玉軸受を用いたプーリ回転支持装置である。

特に、請求項 1 に記載したプーリ回転支持装置に於いては、上記プーリの外周

面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記保持器のポケット開口部が、軸受中心に対してオフセット荷重の加わる方向に向いて配されている。

又、請求項2に記載したプーリ回転支持装置に於いては、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記密封板は、内側面のうち、少なくとも上記外輪の内周面に近い外径寄り部分を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した傾斜面、或いは、湾曲した凹曲面とした。

又、請求項3に記載したプーリ回転支持装置に於いては、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記シールリップのうちの少なくとも1個のシールリップは、略円輪状に形成された本体部と、この本体部の内周縁部に、実質的に全周に互り軸方向外側に突出する状態で設けられた突部とを備え、当該シールリップはその自由状態で、この突部を除く上記本体部が、内周縁部に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜しており、組み付け状態で上記突部の先端縁を、上記内輪の一部外周面に全周に互って形成されたシール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に互って摺接させている。

そして、請求項4に記載したプーリ回転支持装置に於いては、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、



このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、少なくとも一方の上記密封板は、シールリップの先端面で、シール溝の軸方向外側の側壁面に対向する部分に、内側に空気を通過自在な矩形状或は円弧状の切り欠きを形成すると共に、このシールリップの先端部を、シール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に亘って面接触させており、上記切り欠きに関して、上記シールリップの先端縁からの深さを $L_1$ とし、同じく円周方向に関する長さを $L_2$ とし、転動体の直径を $D_a$ とした場合に、 $L_1 \leq 0.09 D_a$ で、且つ、 $L_2 \leq 0.18 D_a$ を満たす。

上述の様に構成する本発明のプーリ回転支持装置によれば、ラジアル玉軸受を構成する内輪の中心軸と外輪の中心軸とがずれる事を抑える事ができる。即ち、上記ラジアル玉軸受の中心に対する無端ベルトの巻き掛け位置のオフセット量を、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下に抑えているので、プーリを介して上記外輪に加わるモーメント荷重を小さく抑えられる。これにより、これらプーリ及び外輪の上記内輪に対する傾斜を抑えて、上記ラジアル玉軸受の転がり接触部分に過大な面圧が作用するのを防止し、このラジアル玉軸受の耐久性確保を図れる。又、上記プーリに掛け渡した無端ベルトの偏摩耗を抑えて、この無端ベルトの耐久性確保も図れる。又、上記ラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間を、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下に抑えている為、上記両中心軸同士がずれにくくなって、上記作用をより良好な状態で得られる。この為、自動車用空気調和装置用のコンプレッサ等、高回転化、高容量化、小型化の必要がある装置に使用する場合でも、転がり軸受の内部に封入するグリースの焼き付き寿命と玉の乗り上げ余裕率とを十分に確保できる。

又、上記保持器のポケット開口部を、軸受中心に対してオフセット荷重の加わる方向に向いて配する事により、軸受中心に対してオフセットされたラジアル荷重がかかることにより、軸受運転中に負荷圏周辺にあるグリースが保持器のポケット開口側の内輪軌道から外輪軌道へと活発に循環され、オフセット荷重を受けの場合に、焼き付き寿命を延長することができ、軸受性能の向上を図ることができる。

又、上記密封板の内側面のうち、少なくとも上記外輪の内周面に近い外径寄り部分を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した傾斜面、或いは、湾曲した凹曲面とする事により、密封板の内側面に多量のグリースが溜る事がなく、上記外輪軌道と内輪軌道との間に存在し上記各転動体を設けた空間内に封入したグリースを、この空間内で円滑に循環させる事ができる。即ち、上記密封板の内側面のうち、外輪の内周面に近い外径寄り部分を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した傾斜面或いは湾曲した凹曲面としている為、上記密封板の内側面に付着して遠心力により密封板の外径側に移動してきたグリースが、上記外輪の内周面に設けた上記外輪軌道に導かれる。この為、密封板の内側面に多量のグリースが溜る事がなく、上記空間に封入したグリースを、上記外輪軌道及び内輪軌道と各転動体の転動面との転がり接触部を含めて、上記空間内で循環させる事ができる。これにより、上記空間に封入した全部のグリースが上記転がり接触部の潤滑に使用される為、この転がり接触部を潤滑するグリースの劣化を従来構造と比べて遅くする（グリースの耐久性を向上させる）事ができる。

又、上記シールリップのうちの少なくとも1個のシールリップは、略円輪状に形成された本体部と、この本体部の内周縁部に、（微小な切り欠き部を除き）実質的に全周に亘り軸方向外側に突出する状態で設けられた突部とを備え、当該シールリップはその自由状態で、この突部を除く上記本体部が、内周縁部に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜しており、組み付け状態で上記突部の先端縁を、上記内輪の一部外周面に全周に亘って形成されたシール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に亘って摺接させる事により、使用時の温度上昇等により各転動体を設置した空間の圧力（内圧）が上昇した場合でも、シールリップに設けた突部の先端縁と、内輪の外周面に設けたシール溝の外側の側壁面との間の接触圧が低下したり、この間に隙間が生じたりする事がなくなる。むしろ、上記内圧が上昇した場合には、この圧力により上記突部の先端縁が上記シール溝の外側の側壁面に押し付けられる為、密封性がより向上する。又、上記シールリップの周縁部に軸方向に突出する状態で設けた突部の先端縁が、上記外側の側壁面に

摺接している為、これら先端縁と外側の側壁面とを安定して接触させ易い。更に、上記シールリップの自由状態で、このシールリップを構成する、突部を除く本体部が、内周縁部に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜している。この為、上記外側の側壁面に対する上記突部の押し付け力を大きくできる。又、この突部の先端縁をこの外側の側壁面に摺接させた状態で、上記突部を除く本体部を、内周縁部に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜させるか、又は当該密封板の中心軸に対し直交する仮想平面に対して一致させ易い。この為、外輪が高速回転する状態で使用する事により、上記突部を含むシールリップの内周縁部に遠心力が作用する場合でも、この内周縁部が上記シール溝の外側の側壁面から離れる方向に変位する事を防止できる。これらの結果、大きな偏荷重が加わったり、温度が上昇したり、外輪が高速回転する等の、厳しい条件下でも、密封板付転がり軸受の密封性を十分に確保できる。従って、内部にグリースを封入して使用する場合に、このグリース中の基油が外部に漏出するのを抑えると共に、この基油が外部の空気により酸化されるのを抑えて、このグリースの寿命を向上させる事ができる。更に、外部に存在する各種異物が各転動体を設置した空間内に侵入する事を防止して、各軌道面及び各転動体の転動面が損傷するのを防止できる。

又、少なくとも一方の上記密封板に、シールリップの先端面で、シール溝の軸方向外側の側壁面に対向する部分に、内側に空気を通過自在な矩形状或は円弧状の切り欠きを形成すると共に、このシールリップの先端部を、シール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に亘って面接触させており、上記切り欠きに関して、上記シールリップの先端縁からの深さを $L_1$ とし、同じく円周方向に関する長さを $L_2$ とし、転動体の直径を $D_a$ とした場合に、 $L_1 \leq 0.09 D_a$ で、且つ、 $L_2 \leq 0.18 D_a$ を満たす事により、シールリップの先端縁と内輪の一部外周面に設けたシール溝の側壁面との接触面積を大きくできる。この為、厳しい条件下でも密封性を十分に確保でき、内部にグリースを封入して使用する場合に、このグリース中の基油が外部に漏出するのを抑えると共に、この基油が酸化されるのを抑えて、このグリースの寿命を向上させる事ができる。更に、外部に存在する各種異物が各転動体を設置した空間内に侵入する事を防止して、各軌道面及び各

転動体の転動面が損傷するのを防止できる。更に、使用時に、密封板付転がり軸受の内圧が上昇する傾向となった場合でも、この内部の空気を外部に排出して、内圧の上昇を抑える事ができる。この為、シールリップがめくれる事を防止して、このシールリップによるシール性能を安定させる事ができる。しかも、上記切り欠きの寸法を小さく抑えている為、この切り欠きを通じて外部から空気が侵入するのを（少なく）抑える事ができる。従って、この切り欠きの存在に拘らず、内部に封入したグリースが酸化されるのを抑える事ができる。

#### <図面の簡単な説明>

図 1 は、本発明の実施の形態の第 1 例を示す部分断面図である。

図 2 は、ラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図である。

図 3 は、オフセット量とピッチ円直径との比が耐久性に及ぼす影響を知る為に行なった耐久実験の結果を示す線図である。

図 4 は、3 点接触型のラジアル玉軸受の第 1 例を示す部分拡大断面図である。

図 5 は、同じく第 2 例を示す部分拡大断面図である。

図 6 は、本発明の対象となる構造の別例を示す断面図である。

図 7 は、本発明の実施の形態の第 2 例を示す半部断面図である。

図 8 は、図 7 の正面図である。

図 9 は、比較例に用いた半断面図である。

図 10 は、耐久試験結果を示す説明図である。

図 11 は、カーエアコンコンプレッサ用電磁クラッチのプーリに適用した場合を説明する断面図である。

図 12 は、本発明の実施の形態の第 3 例を示す半部断面図である。

図 13 は、図 12 の A 部拡大図である。

図 14 は、本発明の実施の形態の第 4 例を示す半部断面図である。

図 15 は、同第 5 例を示す半部断面図である。

図 16 は、同第 6 例を示す半部断面図である。

図 17 は、同第 7 例を示す半部断面図である。

図 1 8 は、同第 8 例を示す半部断面図である。

図 1 9 は、同第 9 例を示す断面図である。

図 2 0 は、図 1 9 から密封板付転がり軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図である。

図 2 1 は、図 2 0 の B 部拡大断面図である。

図 2 2 は、本発明の実施の形態の第 1 0 例を示す、図 2 0 と同様の図である。

図 2 3 は、同第 1 1 例を示す、図 2 0 と同様の図である。

図 2 4 は、図 2 3 の C 部拡大断面図である。

図 2 5 は、シールリップの自由状態での形状を示す、図 2 4 の D 部に相当する拡大断面図である。

図 2 6 は、図 2 5 の右方から見た図である。

図 2 7 は、本発明の実施の形態の第 1 2 例を示す、図 2 0 と同様の図である。

図 2 8 は、第 9 例の密封板付転がり軸受を、電磁クラッチを設けたコンプレッサ用プーリの回転支持部に組み込んだ状態で示す断面図である。

図 2 9 は、本発明の実施の形態の第 1 3 例を示す断面図である。

図 3 0 は、同第 1 4 例を示す断面図である。

図 3 1 は、図 3 0 から密封板付転がり軸受のみを取り出して示す半部拡大断面図である。

図 3 2 は、従来構造の第 1 例を示す部分断面図である。

図 3 3 は、同じく第 2 例を示す断面図である。

図 3 4 は、4 点接触型のラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図である。

図 3 5 は、3 点接触型のラジアル玉軸受のみを取り出して示す部分拡大断面図である。

なお、図中の符号、1 は回転軸、2 はケーシング、3 は支持筒部、4, 4 a ~ 4 c は従動プーリ、5 は複列ラジアル玉軸受、6 はソレノイド、7 は取付ブラケット、8 は環状板、9 は板ばね、1 0 は電磁クラッチ、1 1 は無端ベルト、1 2 は外輪、1 3 は内輪、1 4, 1 4 a ~ 1 4 d はラジアル玉軸受、1 5, 1 5 a,

15 bは外輪、16, 16 a~16 cは内輪、17は転動体、18, 18 a, 18 bは外輪軌道、19, 19 a~19 cは内輪軌道、20は係止溝、21はシールリング、22は心金、23は弾性材、24はシールリップ、25は内部空間、26は保持器、27はリム部、28はポケット、29は転がり軸受、30は緩衝材、40は単列玉軸受、41は内輪、41 aは第1溝、41 bは第2溝、42は外輪、42 aは第1溝、42 bは第2溝、43は玉(転動体)、44はポケット、45は冠型保持器(保持器)、46はシール部材、46 aは心金、46 bはゴム、47は保持器本体、48は目印、60は電磁クラッチ、61はプーリ、62はコンプレッサハウジング、63は駆動軸、64は回転円盤、65は可撓部材、66はアーマチュア、67は円筒軸、68はロータ、69は従動プーリ、70は無端ベルト、71は摩擦面、72は凹部、73は電磁コイル、81 aは密封板付転がり軸受、82は内輪軌道、83は内輪、84は外輪軌道、85, 85 aは外輪、86は転動体、87は保持器、87 aは保持器、88はリム部、90は係止溝、91 aは密封板、91 bは密封板、92は空間、93, 93 aは芯金、94, 94 b, 94 cは弾性材、98は外径側傾斜面、99は肩部、100は面取り部、101は内径側傾斜面、102は肩部、103, 103 aは外径側凹曲面、104は曲面部、案内部、105は傾斜面、106は内径側凹曲面、108は平坦面、109は外側面、110は隙間、111は外側面、121は回転軸、122はケーシング、123は支持筒部、124 aは従動プーリ、125 a, 125 b, 125 cは密封板付転がり軸受、130は電磁クラッチ、132は外輪、133は内輪、134は転動体、135は外輪軌道、136は内輪軌道、137は係止溝、138 aは密封板、139は芯金、140, 163は弾性材、143はシール溝、144 a, 144 bは側壁面、148, 148 aはブラケット、149は環状部材、150は小径部、151は大径部、152は段差部、153, 156 a~156 c, 157, 160 a~160 cはシールリップ、154は本体部、155, 155 aは突部、158は平坦面部、159は切り欠き、161, 164は筒状部材、163, 165は環状板、166は環状部材、168はプーリ、170は内径側円筒部、171は止め輪である。

### ＜発明を実施するための最良の形態＞

図 1 及び 2 は、請求項 1 に対応する、本発明の実施の形態の第 1 例を示している。尚、本例の特徴は、従動プーリ 4 b の回転支持部に、転がり軸受として 4 点接触型のラジアル玉軸受 1 4 b を使用する構造で、このラジアル玉軸受 1 4 b の諸元を適正に規制すると共に、このラジアル玉軸受 1 4 b と上記従動プーリ 4 b との位置関係を、上記ラジアル玉軸受 1 4 b の諸元との関係で適正に規制する事により、このラジアル玉軸受 1 4 b 及び上記従動プーリ 4 b に掛け渡した無端ベルト 1 1 の耐久性確保を図る点にある。その他の部分の構造及び作用は、前述の図 3 2 に示した従来構造と同様であるから、同等部分には同一符号を付して重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、本例の特徴部分を中心に説明する。

上記ラジアル玉軸受 1 4 b は、互いに同心に支持された外輪 1 5 a 及び内輪 1 6 b と、複数個の転動体 1 7 とを備える。このうちの外輪 1 5 a の内周面には外輪軌道 1 8 a を、内輪 1 6 b の外周面には内輪軌道 1 9 b を、それぞれ全周に互って形成している。これら各軌道 1 8 a、1 9 b の断面形状はそれぞれ、上記各転動体 1 7 の直径  $D_a$  の  $1/2$  よりも大きな曲率半径  $R_o$ 、 $R_i$  を有し互いに中心が異なる 1 対ずつの円弧同士を中間部で交差させた、所謂ゴシックアーチ状である。特に、本発明の場合には、上記外輪軌道 1 8 a の曲率半径  $R_o$  を、上記各転動体 1 7 の直径  $D_a$  の 0.56 倍以上としている ( $R_o \geq 0.56 D_a$ )。又、上記内輪軌道 1 9 b の曲率半径  $R_i$  も、上記各転動体 1 7 の直径  $D_a$  の 0.56 倍以上としている ( $R_i \geq 0.56 D_a$ )。これに対して、従来のプーリ支持用ラジアル玉軸受の場合、外輪、内輪各軌道の曲率半径を、上記各転動体の直径の 0.56 倍未満にしており、一般的には、上記各転動体の直径の 0.52 倍程度にしている。

各部を上述の様に形成するのに伴って、上記各軌道 1 8 a、1 9 b と上記各転動体 1 7 の転動面とは、それぞれ 2 点ずつ、これら各転動体 1 7 毎に合計 4 点ずつで接触する。本例の場合、これら各軌道 1 8 a、1 9 b と各転動体 1 7 の転動面との転がり接触部の位置をこれら各軌道 1 8 a、1 9 b の中央からのずれ角度

で表す、レストアングル $\theta$ を、それぞれ20度としている。又、上記外輪15a及び内輪16bと複数個の転動体17とを組み合わせることで上記ラジアル玉軸受14bを構成した状態で、このラジアル玉軸受14bには、正又は負のラジアル隙間が存在するが、正の隙間が存在する場合でも、その値を、上記ラジアル玉軸受14bのピッチ円直径 $D_p$ の0.2%以下に抑えている。

又、図2に示す様に、上記外輪15aの両端部内周面に形成した係止溝20、20には、それぞれシールリング21、21の外周縁部を係止している。これら各シールリング21、21は、それぞれ心金22により弾性材23を補強して成るもので、この弾性材23の外周縁を上記各係止溝20、20に、弾性的に係合させている。この状態でこの弾性材23の内周縁部に設けたシールリップ24の先端縁を、上記内輪16bの一部に、全周に互り摺接させて、上記各転動体17を設置した内部空間25の両端開口部を密閉している。尚、上記各シールリング21、21を構成する上記弾性材23として好ましくは、ニトリルゴム又はアクリルゴムを使用する。

そして、この様にして外部空間と遮蔽した、上記内部空間25内にグリース(図示省略)を封入している。又、本例の場合には、上記各転動体17を、冠型の保持器26により、転動自在に保持している。この保持器26は、補強材としてのガラス繊維を5~35重量%(好ましくは10~25重量%)含有した、ポリアミド樹脂、ポリフェニレンサルファイド樹脂等の合成樹脂を射出成形する事により、一体に造っている。この様な保持器26の底部、即ち円環状のリム部27のうちで最も薄くなった、ポケット28の奥部に対応する部分の軸方向に関する厚さ $T_{27}$ は、上記各転動体17の直径 $D_a$ の10~40% $\{T_{27}=(0.1\sim0.4)D_a\}$ としている。上記保持器26の諸元をこの様に規制する事により、この保持器26の軸方向寸法の増大を抑えつつ、この保持器26の強度を確保し、前記従動プーリ4bの高速回転時に加わる遠心力に拘らず、この保持器26の弾性変形を実用上問題がない程度に抑えられる様にしている。

上述の様な構成を有する前記ラジアル玉軸受14bは、図1に示す様に、前記従動プーリ4bの内周面と前記ケーシング2の支持筒部3との間に組み付けて、



コンプレッサ用プーリ回転支持装置を構成する。この様にコンプレッサ用プーリ回転支持装置を構成した場合、上記従動プーリ 4 b の外周面に掛け渡す無端ベルト 1 1 の幅方向中央位置（図 1 の鎖線  $\alpha$ ）と、上記ラジアル玉軸受 1 4 b の幅方向中央位置（図 1 の鎖線  $\beta$  で示す、転動体 1 7 の中心位置）とは、図 1 に示した  $\delta$ （オフセット量）分だけ軸方向（図 1 の左右方向）に関してずれる。本発明のプーリ回転支持装置の場合には、上記オフセット量  $\delta$  を、上記ラジアル玉軸受 1 4 b のピッチ円直径  $D_p$ （図 2）の 40% 以下（ $0.4 D_p \geq \delta$ ）としている。尚、好ましくは、上記オフセット量  $\delta$  を、上記ピッチ円直径の 20% 以下（ $0.2 D_p \geq \delta$ ）、更に好ましくは 10% 以下（ $0.1 D_p \geq \delta$ ）として、上記ラジアル玉軸受 1 4 b の耐久性を確保する様にしている。

この点に就いて、本発明者が行なった実験の結果を示す図 3 を参照しつつ説明する。この図 3 は、ラジアル荷重の作用位置の上記ラジアル玉軸受 1 4 b の中心（前記各転動体 1 7 の中心）に対するオフセット量  $\delta$  と、このラジアル玉軸受 1 4 b を構成する複数の転動体 1 7 のピッチ円直径  $D_p$  との比が、このラジアル玉軸受 1 4 b の寿命に及ぼす影響を知る為に行なった耐久実験の結果を示す線図である。この図 3 は、横軸に上記オフセット量  $\delta$  とピッチ円直径  $D_p$  との比（%）を、縦軸に寿命比（無次元数）を、それぞれ表している。又、この縦軸に表された寿命比は、1 が実用上必要とされる寿命を表しており、この寿命比が 1 以上であれば実用に耐えられる構造であり、この寿命比が 1 未満であれば、実用に耐えられない構造である。尚、この寿命比は、以下の条件で上記ラジアル玉軸受 1 4 b を、内輪 1 6 b を固定し、外輪 1 5 a を回転させる状態で運転する事により求めた。

回転速度：10000  $\text{min}^{-1}$

温度：常温

ラジアル荷重：2254 N

本発明者は、上記オフセット量  $\delta$  を、11.5%～46%の間で、全部で 5 通りに変化させて、それぞれの場合の寿命（耐久性）を、それぞれの場合に就いて複数個ずつの試料に就いて測定した。その結果を、図 3 に破線 a で示す。尚、図

3の破線aの途中に、上記5通りのオフセット量 $\delta$ に対応する部分に示した縦方向の線分は、上記複数個ずつの試料に関する実験結果のばらつきの範囲を、これら各線分上の黒点は同じく平均値を、それぞれ表している。この様な実験結果を表す図3から明らかな通り、上記オフセット量 $\delta$ を上記ラジアル玉軸受14bのピッチ円直径D<sub>p</sub>の40%以下に抑えれば、実用上必要とされる寿命を確保して実用に耐えられる構造を実現できる。これに対して、上記オフセット量 $\delta$ が上記ラジアル玉軸受14bのピッチ円直径D<sub>p</sub>の40%を越えると、上記ラジアル玉軸受14bの耐久性が急激に悪化する。又、上記オフセット量 $\delta$ を上記ピッチ円直径の20%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14bの寿命を、実用上必要とされる値の8倍以上確保できる。更に、上記オフセット量 $\delta$ を上記ピッチ円直径の10%以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受14bの寿命を、実用上必要とされる値の10倍程度確保できる。

上述の様なコンプレッサ用プーリ回転支持装置の使用時には、上記オフセット量 $\delta$ に比例するモーメント荷重が、上記無端ベルト11の張力に基づき、上記従動プーリ4bを介して上記ラジアル玉軸受14bに加わる。そして、このラジアル玉軸受14bを構成する外輪15aの中心軸と内輪16bの中心軸とが、互いに不一致になる（傾斜する）傾向になる。但し、本発明の場合には、この様な場合でも、このラジアル玉軸受14bを構成する外輪15aの中心軸と内輪16bの中心軸とがずれる事を抑える事ができる。

即ち、上記ラジアル玉軸受14bの単品時でのラジアル隙間を、このラジアル玉軸受14bのピッチ円直径D<sub>p</sub>の0.2%以下に抑えているので、上記両中心軸同士がずれにくい。しかも、上記ラジアル玉軸受14bに対する上記無端ベルト11の巻き掛け位置のオフセット量 $\delta$ を、上記ピッチ円直径D<sub>p</sub>の40%以下、更に好ましくは20%、10%以下に抑えているので、上記従動プーリ4bを介して上記外輪15aに加わるモーメント荷重を小さく抑えられる。これらにより、これら従動プーリ4b及び外輪15aの上記内輪16bに対する傾斜を抑えて、上記ラジアル玉軸受14bの転がり接触部分に過大な面圧が作用するのを防止し、このラジアル玉軸受14bの耐久性確保を図れる。又、上記従動プーリ4bに掛

け渡した上記無端ベルト 11 の偏摩耗を抑えて、この無端ベルト 11 の耐久性確保も図れる。

尚、上記両中心軸同士のずれを防止すべく、このずれの発生に結びつく上記モーメント荷重をなくす為には、上記オフセット量  $\delta$  をゼロにする、即ち、上記従動プーリ 4b の外周面の無端ベルト 11 の巻き掛け位置の軸方向中心位置  $\alpha$  を、上記ラジアル玉軸受 14b の軸方向中心位置  $\beta$  に一致させる事が考えられる。但し、この様にすると、前記各転動体 17 の転動面と前記外輪軌道 18a 及び内輪軌道 19b との接触点での滑りに基づく摩耗や発熱が大きくなり易い。即ち、上記モーメント荷重をなくすべく、上記オフセット量  $\delta$  をゼロにすると、上記各転動体 17 の転動面と上記外輪軌道 18a 及び内輪軌道 19b との間にこれら各転動体 17 毎に 2 点ずつ、合計 4 点存在する接触点の面圧が、軸方向両側でほぼ同じとなる。この状態で上記従動プーリ 4b が回転すると、上記各接触点での滑りが大きくなり易く、上記ラジアル玉軸受 14b の回転抵抗が増大し、発熱が大きくなり易い。そして、この発熱等に伴って、上記ラジアル玉軸受 14b の転がり疲れ寿命が低下する可能性がある。そこで、本発明を実施する場合に、このような事情を考慮して、上記オフセット量  $\delta$  の最小値を 1mm 以上 ( $\delta \geq 1\text{mm}$ ) としても良い。このオフセット量  $\delta$  の最小値を 1mm 以上とする事により、軸方向両側の接触点の面圧に差を設けて、上記各接触点で大きな滑りが発生するのを防止し、上記ラジアル玉軸受 14b の回転抵抗の増大を防止すると共に、転がり疲れ寿命をより長くできる。

しかも、本発明の場合、上記内輪軌道 19b と外輪軌道 18a との曲率半径  $R_i$ 、 $R_o$  を、上記各転動体 17 の直径  $D_a$  の 0.56 倍以上 ( $R_i$ 、 $R_o \geq 0.56 D_a$ ) としている。この為、高回転化と、高容量化と、小型化との必要がある装置である、コンプレッサに使用する場合でも、ラジアル玉軸受 14b の内部に封入するグリースの焼き付き寿命と、転動体 17 の乗り上げ余裕率とを十分に確保できる。

本発明の発明者が行なった計算によると、本発明品の場合、内輪、外輪各軌道の曲率半径が各転動体の直径の 0.55 倍である従来品に対して、グリースの焼

き付き寿命に大きく影響を与えるPV値が、5%以上低下する。ここで、PV値とは、各転動体17の転動面と内、外輪各軌道19b、18aとの接触部の圧力Pと、当該接触楕円での各部の最大滑り速度Vとの積である。そして、上記各転動体17の直径Daに対する内輪、外輪各軌道19b、18aの曲率半径Ri、Roの比 $Ri/Da$ 、 $Ro/Da$ が大きくなる程、上記圧力Pが大きくなるのに対して、上記最大滑り速度Vは、上記比 $Ri/Da$ 、 $Ro/Da$ が大きくなる程小さくなる。そして、上記PV値は、この比 $Ri/Da$ 、 $Ro/Da$ が0.56で、上記最大滑り速度の減少度が大きく影響して、上述の様に急激に低下する。更に、本発明の発明者が行なった計算によると、本発明品の場合、上記従来品に対して、肩部への転動体17の乗り上げ余裕率が、12%以上向上する。これらの計算により、本発明の効果を確認できた。

又、以上の説明は、転動体17の転動面が外輪軌道18aと内輪軌道19bとにそれぞれ2点ずつ、合計4点で接触する4点接触型のラジアル玉軸受14bに関する実施の形態及び実験結果に就いて行なった。但し、図4に示す様な、転動体17の転動面と内輪16cの外周面に形成した内輪軌道19cとが1点で接触し、上記転動体17の転動面と外輪15aの内周面に形成した外輪軌道18aとが2点で接触する3点接触型のラジアル玉軸受14cの場合でも、同様に構成して同様の効果を得られる。本発明者は、この様な3点接触型のラジアル玉軸受14cに関しても、オフセット量と寿命比との関係を求めた。その実験の結果を、上記4点接触型のラジアル玉軸受14bの場合と合わせて、前記図3に、実線bで示す。この図3の実線bの途中に、上記5通りのオフセット量 $\delta$ に対応する部分に示した縦方向の線分は、3点接触型のラジアル玉軸受14bに関する複数個ずつの試料に関する実験結果のばらつきの範囲を、これら各線分上の白点は同じく平均値を、それぞれ表している。

この様な実験結果を表す図3から明らかな通り、3点接触型のラジアル玉軸受14cに関しても、上記オフセット量 $\delta$ を上記ラジアル玉軸受14cのピッチ円直径Dpの40%以下に抑えれば、実用上必要とされる寿命を確保して実用に耐えられる構造を実現できる。これに対して、上記オフセット量 $\delta$ が上記ラジアル

玉軸受 14 c のピッチ円直径  $D_p$  の 40 % を越えると、上記ラジアル玉軸受 14 c の耐久性が急激に悪化する。又、上記オフセット量  $\delta$  を上記ピッチ円直径の 20 % 以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受 14 c の寿命を、実用上必要とされる値の 1.2 倍以上確保できる。更に、上記オフセット量  $\delta$  を上記ピッチ円直径の 10 % 以下に抑えれば、上記ラジアル玉軸受 14 b の寿命を、実用上必要とされる値の 1.3 倍程度確保できる。この様な図 3 から明らかな通り、ラジアル玉軸受の寿命を比較した場合には、3 点接触型のラジアル玉軸受 14 c の寿命が 4 点接触型の転動体軸受 14 b の寿命よりも長くなる。

但し、これら各転動体軸受 14 c、14 b により支持した従動プーリにモーメント荷重が加わった場合のこの従動プーリの傾斜角度に関しては、3 点接触型のラジアル玉軸受 14 c により支持された従動プーリの傾斜角度が、4 点接触型の転動体軸受 14 b により支持された従動プーリの傾斜角度よりも大きくなる。従って、3 点接触型のラジアル玉軸受 14 c により支持された従動プーリに掛け渡された無端ベルトの寿命が、4 点接触型のラジアル玉軸受 14 b により支持された従動プーリに掛け渡された無端ベルトの寿命よりも短くなる。この為、実際の場合には、用途等に応じ、ラジアル玉軸受 14 c、14 b の寿命と無端ベルトの寿命とのバランスを勘案して、3 点接触型、4 点接触型、何れのラジアル玉軸受 14 c、14 b を使用するかを選択する。

又、3 点接触型のラジアル玉軸受は、上述の図 4 に示した構造に限定するものではなく、図 5 に示す様な、転動体 17 の転動面と外輪 15 b の内周面に形成した外輪軌道 18 b とが 1 点で接触し、この転動体 17 の転動面と内輪 16 b の外周面に形成した内輪軌道 19 b とが 2 点で接触する 3 点接触型のラジアル玉軸受 14 d の場合でも、同様に構成して同様の効果を得られる。

本例は、2002 年 01 月 24 日出願の日本特許出願（特願 2002-015428）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

図 7～11 は、請求項 1 に対応する、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。尚、本例の特徴は、単列玉軸受 40 における保持器 45 のポケット 44 の開口方向を設定する事により、軸受中心線  $\beta$  に対してラジアル荷重  $F$  の加わる方向

を定めて、軸受中心線 $\beta$ に対してオフセットされたラジアル荷重 $F$ をかけて、軸受運転中に負荷圏周辺にあるグリースが保持器45のポケット44の開口側における内輪軌道から外輪軌道へと活発な循環を図るように工夫した点にある。

第2例の単列玉軸受40は、内外輪がゴシックアーチ形状の4点接触玉軸受であって、内輪41と、外輪42と、内輪41及び外輪42間に複数配置された玉(転動体)43と、複数の玉43を円周方向等間隔に保持するポケット44を有する冠型保持器(以下、保持器と称す)45と、玉43の軸方向両側に設けられた一対のシール部材(密封板)46、46とを備える。

内輪41の外径面には、玉43との第1接触点を提供する第1溝41aと、玉43との第2接触点を提供する第2溝41bとが設けられることで、内輪軌道が形成される。外輪42の内径面にも、玉43との第1接触点を提供する第1溝42aと、玉43との第2接触点を提供する第2溝42bとが設けられることで、外輪軌道が形成される。

内輪軌道の断面形状は、玉43と所定のレスト角で接触するゴシックアーチ形状にされ、軸受の軸方向中心線 $\beta$ に対して対称な形状になっている。内輪41の第1溝41aの曲率半径と第2溝41bの曲率半径とは等しい。

外輪軌道の断面形状は、玉43と所定のレスト角で接触するゴシックアーチ形状にされ、軸受の軸方向中心線 $\beta$ に対して対称な形状になっている。外輪42の第1溝42aの曲率半径と第2溝42bの曲率半径とは等しい。

保持器45は、円環形状をなす保持器本体部47上に、柱部を介して複数のポケット44が円周方向に等間隔で形成されている。保持器45は、単列玉軸受40が、軸受の軸方向中心線 $\beta$ に対して図7中右側にラジアル荷重 $F$ がかかる場合に用いられるため、ポケット44の開口部が、ラジアル荷重 $F$ の加わる方向に向いて配される。

シール部材46は、芯材である心金46aを弾性体のゴム46bで覆って成形されている。シール部材46は、内外輪の間に玉43を装着した後に、外輪42に取付けられたものであり、先端部が内輪41に摺接する接触タイプである。

そして、一対のシール部材46、46によって囲まれた軸受空間内に潤滑剤で

あるグリースが封入される。

単列玉軸受 4 0 では、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口側をラジアル荷重 F の加わる方向に向いて配して用いるが、軸受のアッセンブリー状態においては、シール部材 4 6 によって保持器 4 5 の組込み方向の確認ができないため、外観から保持器 4 5 の組込み方向を確認できるようにする必要がある。

すなわち、図 8 に示すように、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口部側に配された内輪 4 1 及び外輪 4 2 の端面（正面）に、ポケット 4 4 の開口部側を示すマークである目印 4 8 が付されている。この目印 4 8 により、軸受 4 0 がアッセンブリー状態に組み立てられていても、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口側が簡単かつ瞬時に判別されるので、軸受の組込方向を間違えることはない。

なお、上記目印 4 8 は、図 8 とは反対側である保持器 4 5 のポケット 4 4 の反開口部側に配された内輪 4 1 及び外輪 4 2 の端面に付しても良い。この場合は、目印 4 8 の付されている側が保持器 4 5 の組込み開始位置側を示すことになり、目印 4 8 の付されていない側が必然的に保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口部側を示すことになる。

また、目印 4 8 として、図 8 に示したものは単なる例示に過ぎず、それに限定されるものではなく、任意に選択可能である。例えば、別途作成したシール状のものを貼設したり、端面に直接刻印したりしても良い。また、平面状、突状に設けるものとしても良く、その数量、位置も任意である。

また、目印 4 8 は、内輪 4 1 及び外輪 4 2 の端面のうち、いずれか一方に付しても良い。また、目印 4 8 は、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口側もしくは背面側のいずれかに対向するシール部材 4 6 に付すようにしても良い。

また、目印として、シール部材 4 6 の色彩や材質等を変えることにより、軸受一端側と他端側のシール部材 4 6 の構成を変えることによっても良い。例えば、双方のシール部材 4 6 の色や模様を変えても良い。

更に、内輪 4 1 及び外輪 4 2 のいずれか一方または双方の軸方向端縁部に、切欠等の凹凸を形成して差異を設けるようにしても良い。

このような構造の単列玉軸受 4 0 は、運転中に軸受の軸方向中心線  $\beta$  に対して、

図7中右側にラジアル荷重Fがかかると、外輪42がラジアル荷重Fによって傾く。外輪42が傾くことにより、玉43と内外輪とがある接触角をもって接触し、外輪軌道の第2溝42bに封入されているグリースが、玉43と軌道溝間の隙間の広い、反接触側に移動する。

このとき、ポケット44の開口側の軸受空間では、図7中にaで示す外輪軌道の第1溝42bにあるグリースが、図7中にbで示すように、外輪肩部42c上に堆積し、玉43の自転により内輪軌道へ向けて移動する。

一方、ポケット44の反開口側の軸受空間では、図7中にaで示す内輪軌道の第1溝41aにあるグリースが、図7中にcで示すように、内輪肩部41c上に堆積し、玉43の自転により外輪軌道に向け移動する際に、図7中にdで示すように、保持器45のポケット44に有するエッジ部分によって掻き取られ、保持器45の内径部に堆積する。

そして、保持器45の内径部に堆積した図7中にdで示すグリースは、図7中にeで示すように、保持器45のポケット44内に浸入するとともに、保持器45の回転による遠心力によって保持器45の保持器本体47端面を伝って保持器45の外径部から外輪軌道の第1溝42aへと移動する。

これにより、軸受運転中に、負荷圏周辺にあるグリースは、保持器45のポケット44開口側の内輪軌道から外輪軌道へと循環される。これにより、内輪軌道及び外輪軌道に多くのグリースが流入して活発な循環が行われる。

なお、非負荷圏周辺にあるグリースは、玉43と外輪軌道及び内輪軌道との接触面圧が小さくなっていて、ほとんど接触していないので、焼付きへの影響は少ない。

上述したように第2例の単列玉軸受40によれば、保持器45のポケット44の開口部が、軸受中心線 $\beta$ に対してラジアル荷重Fの加わる方向に向いて配されているので、軸受中心線 $\beta$ に対してオフセットされたラジアル荷重Fがかかることにより、軸受運転中に負荷圏周辺にあるグリースが保持器45のポケット44の開口側における内輪軌道から外輪軌道へと活発に循環される。

したがって、オフセット荷重を受ける場合に、焼付き寿命を延長することがで



き、軸受性能の向上を図ることができる。

また、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口部の方向を示す目印 4 8 が、内輪 4 1、外輪 4 2、シール部材 4 6 のうちの、内輪 4 1 及び外輪 4 2 に付されているので、単列玉軸受 4 0 を組み付ける際に、保持器 4 5 のポケット 4 4 の開口部の方向を間違えることがなく、単列玉軸受 4 0 の性能を発揮できる組込みを極めて簡単に行うことができる。

次に、第 2 例の比較例として、保持器 4 5 の組込み方向を逆にしたものを図 9 に基づいて説明する。なお、本比較例において、既に説明した部材等と同様な構成・作用を有する部材については、図中に同一符号又は相当符号を付することにより、説明を簡略化或いは省略する。

図 9 に示すように、単列玉軸受 5 0 は、保持器 4 5 の背面に位置する保持器本体 4 7 が、軸受の軸方向中心線  $\beta$  に対して図 9 中右側のラジアル荷重  $F$  がかかる側に配されている。

比較例の単列玉軸受 5 0 は、運転中に軸受の軸方向中心線  $\beta$  に対して 図 9 中右側にラジアル荷重  $F$  がかけると、外輪 4 2 がラジアル荷重  $F$  によって傾く。外輪 4 2 が傾くことにより、玉 4 3 と内外輪とが、ある接触角をもって接触し、内輪軌道、外輪軌道に封入されているグリースが、玉 4 3 と軌道溝間の隙間の広い、反接触側に移動する。

このとき、ポケット 4 4 の開口側の軸受空間では、図 9 中に  $a$  で示す内輪軌道の第 1 溝 4 1  $a$  のグリースが、図 9 中に  $b$  で示すように、内輪肩部 4 1  $c$  上に堆積し、玉 4 3 の自転により外輪軌道へと移動する。

一方、ポケット 4 4 の背面側である保持器本体 4 7 側の軸受空間では、図 9 中に  $a$  で示す外輪軌道の第 2 溝 4 2  $b$  のグリースが、図 9 中に  $c$  で示すように、外輪肩部 4 2  $c$  上に堆積し、玉 4 3 の自転により内輪軌道に向け移動しようとするが、図 9 中に  $d$  で示すように、保持器 4 5 のポケット 4 4 に有するエッジ部分によって掻き取られ、保持器 4 5 の外径部に堆積してしまう。

そして、保持器 4 5 の外径部に堆積した図 9 中に  $d$  で示すグリースは、図 9 中に  $e$  で示すように、保持器 4 5 のポケット 4 4 内に浸入するか、保持器 4 5 の回

転による遠心力によって、図9中にaで示す外輪軌道へと再び戻ってしまう。

この様に、保持器45の背面に位置する保持器本体47を、軸受の軸方向中心線 $\beta$ に対してラジアル荷重Fがかかる側に配した場合、軸受運転中に保持器45のポケット44の反開口側である保持器本体47側の外輪軌道の第2溝42bにあるグリースは、外輪軌道から内輪軌道へと移動せずに、外輪軌道周辺で滞留することになる。

次に、第2例に係る単列玉軸受40を用いて行った高温高速耐久試験の結果を図10に示す。

試験は、以下の条件によって行った。

外輪回転：10,000 r/min

モーメント荷重：7,000～10,000 N・mm

評価には、以下の3種の組合せによる仕様を用いた。

仕様1：グリースA（エーテル系）

仕様2：グリースB（エーテル系 + ポリアルファオレイン系）

仕様3：グリースC（エーテル系 + ポリアルファオレイン系 + エステル系）

上記試験の結果、仕様1では、1.22倍となり、仕様2では、2.26倍となり、仕様3では、1.28倍となった。すなわち、軸受中心線 $\beta$ に対してラジアル荷重F方向を向けて保持器45のポケット44の開口部を配した仕様が、長時間の使用に耐えることが判明した。特に、仕様2のグリースBを使用した場合は、その顕著な効果が証明された。

なお、第2例は上述したものに限定されるものではなく、適宜な変形、改良等が可能である。例えば、単列玉軸受として用いた4点接触玉軸受に限らず、深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受、3点接触玉軸受を用いた場合においても、上記と同様の効果を得ることができる。

また、グリースの成分等の種類、保持器のポケットの形状や材質、シール部材の形状や材質等、上述したものに何ら限定されるものではない。

第2例の単列玉軸受40は、例えば、図11に示すカーエアコンコンプレッサ

用電磁クラッチ 60 のプーリ 61 に適用することもできる。この電磁クラッチ 60 は、エンジンが発生する回転動力をカーエアコンの冷凍サイクル内のコンプレッサに伝達したり遮断したりするのに用いる。

電磁クラッチ 60 は、コンプレッサハウジング 62 の中心から回転自在に突出した駆動軸 63 の先端部に回転円盤 64 が設けられ、回転円盤 64 の外周側には、可撓部材 65 を介してアーマチュア 66 が取付けられている。駆動軸 63 の周囲を囲むようにして、コンプレッサハウジング 62 と一体に円筒軸 67 が突出するように設けられ、その外周面に単列玉軸受 40 の内輪 41 が外嵌される。

単列玉軸受 40 の外輪 42 には、ロータ 68 が外嵌されており、ロータ 68 の外周面には、従動プーリ 69 が一体的に設けられている。従動プーリ 69 の外周面に、想像線で示す無端ベルト 70 が掛け回されている。また、ロータ 68 のコンプレッサハウジング 62 とは反対側の側面には、アーマチュア 66 に接触した際に生じる摩擦力によって回転力を伝達する摩擦面 71 が形成される。

ロータ 68 のコンプレッサハウジング 62 側の側面には、凹部 72 が設けられる。凹部 72 内には、電磁コイル 73 が、ロータ 68 に非接触で収容される。電磁コイル 73 は、コンプレッサハウジング 62 に固定される。

単列玉軸受 40 は、軸受中心線  $\beta$  に対してオフセット量  $L$  1 だけずれた位置に、無端ベルト 70 の幅方向中心位置  $\alpha$  であるラジアル荷重  $F$  の中心が位置するように、ロータ 68 と従動プーリ 69 との間に組み付けられており、保持器 45 のポケット 44 の開口部が、軸受中心線  $\beta$  に対してラジアル荷重  $F$  の加わる方向に向いて配されている。

このようなカーエアコンコンプレッサ用電磁クラッチ 60 では、電磁コイル 73 の非励磁時に、摩擦面 71 がアーマチュア 66 から隙間をもって配される。そして、電磁コイル 73 に電流を流すと磁界が発生し、この磁界によってアーマチュア 66 が可撓部材 65 の弾性力に抗して電磁コイル 73 側に吸引され、摩擦面 71 に押圧接触する。これにより、プーリ 61 の回転力が、アーマチュア 66、回転円盤 64、駆動軸 63 を介してコンプレッサに伝達され、コンプレッサが駆動される。

本出願に係る第2例は、2002年06月14日出願の日本特許出願（特願2002-174268）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

図12～13は、請求項2に対応する、本発明の実施の形態の第3例を示している。尚、本例の特徴は、密封板付転がり軸受81aの空間92内に封入したグリースをこの空間92内で循環させ、内輪軌道82及び外輪軌道84と各転動体86の転動面との転がり接触部を潤滑するグリースの劣化を遅くすべく、密封板91aの形状を工夫した点にある。

本例の密封板付転がり軸受81aを構成する上記密封板91aの内側面のうち、外輪85の内周面に近い（内周面よりも少しだけ内径寄り部分に存在する）外径寄り部分を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した、請求項3に記載した傾斜面に相当する外径側傾斜面98としている。この外径側傾斜面98は、上記密封板91aを構成する弾性材94aの一部でこの密封板91aの外径寄り部分の内側面を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜させて成る。又、この外径側傾斜面98の周囲に存在する平坦面108を、外輪軌道84と係止溝90との間に存在する肩部99の外側面109に、全周に亘って当接させている。従って、上記外径側傾斜面98の外周縁は、上記肩部99の外周面の外端縁と当接若しくは近接している。尚、上記肩部99の内周面とこの外輪軌道84との連続する部分を面取り部100とし、各転動体86が上記肩部99に乗り上げにくくしている。この面取り部100は、例えば0.02mm以上の面取り、若しくは、断面形状の曲率半径が0.02mm以上の凸曲面としている。

又、本例の場合には、上記外径側傾斜面98の軸方向に対する傾斜角度 $\alpha$ を30°以上とし、空間92内に封入したグリースの循環を、より効率良く行なえる様にしている。この様に傾斜角度 $\alpha$ を30°以上とした理由に就いて、次の表1により説明する。

[表 1]

傾斜角度 $\alpha$ (°)	グリースに作用する力 $F$ の遠心力 $F_r$ に対する割合 $F/F_r$ (%)
10	17
20	34
30	50
50	77
90	100

この表 1 は、上記傾斜角度  $\alpha$  に応じて変化する、上記外径側傾斜面 98 上に存在するグリースに作用する力  $F$  の遠心力  $F_r$  に対する割合を、% で示している。即ち、図 13 から明らかな様に、上記グリースに作用する力  $F$  は上記外径側傾斜面 98 と平行に作用する為、この力  $F$  は次式により表される。

$$F = F_r \sin \alpha$$

従って、上式より上記表 1 が得られる。この表 1 から明らかな通り、上記傾斜角度  $\alpha$  を  $30^\circ$  以上 ( $\alpha \geq 30^\circ$ ) とすれば、上記外径側傾斜面 18 上のグリースに作用する力  $F$  が、上記遠心力  $F_r$  の  $50\%$  以上 ( $F \geq 0.5 F_r$ ) となって、この外径側傾斜面 98 を伝わるグリースが径方向外方に流れ易くなる。尚、上記傾斜角度  $\alpha$  を大きくする程グリースが流れ易くなるが、この傾斜角度  $\alpha$  は、保持器 87 の形状、大きさ等を考慮して、グリースが上記外径側傾斜面 98 と保持器 87 との間に堰き止められない様に（外径側傾斜面 98 と保持器 87 との隙間 110 が狭くなり過ぎない様に）定める。一般的には、上記傾斜角度の上限は  $50^\circ$ （最大でも  $60^\circ$ ）程度とする事が適当であると考えられる。

又、本例では、上記密封板 91a の内側面のうち、内径寄り部分の内側面を、径方向外側に向かう程軸方向外側に向かう方向に傾斜した内径側傾斜面 101 とし、この内径側傾斜面 101 の内周縁近傍部分を、内輪 83 の外周面に形成した内輪軌道 82 の軸方向両側に設けた肩部 102 の外側面 111 の外径寄り部分に、

全周に互って摺接若しくは近接対向させている。これにより、この内輪軌道 8 2 から肩部 1 0 2 の外周面に押し出されたグリースが、上記密封板 9 1 a の内側面に付着し易くなる。又、上記内径側傾斜面 1 0 1 に付着したグリースに、上述した上記外径側傾斜面 9 8 上に存在するグリースと同様に遠心力が作用し、この内径側傾斜面 1 0 1 に付着したグリースが、径方向外方に送られ易くなる。尚、上記内径側傾斜面 1 0 1 の軸方向に対する傾斜角度を  $30^{\circ}$  以上とすれば、上記外径側傾斜面 9 8 と同様に、遠心力のうちで上記内径側傾斜面 1 0 1 に付着したグリースに対し作用する割合が大きくなり、この内径側傾斜面 1 0 1 上のグリースがより外径側に送られ易くなる。

上述の様に構成する本例の密封板付転がり軸受 8 1 a によれば、密封板 9 1 a の内側面に多量のグリースが溜る事がなく、上記外輪軌道 8 4 と内輪軌道 8 2 との間に存在し上記各転動体 8 6 を設けた空間 9 2 に封入したグリースを、前記転がり接触部を含めて、円滑に循環させる事ができる。即ち、上記密封板 9 1 a の内側面のうち、外径寄り部分を径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した外径側傾斜面 9 8 としている為、上記密封板 9 1 a の内側面に付着して遠心力により密封板 9 1 a の外径側に移動してきたグリースが、前記肩部 9 9 の内周面を介して、上記外輪軌道 8 4 に導かれる。この為、密封板 9 1 a の内側面に多量のグリースが溜る事がなく、上記空間 9 2 に封入したグリースを、上記転がり接触部を含めて、効率良く循環させる事ができる。これにより、上記空間 9 2 に封入したグリースのうちの大部分が、上記転がり接触部の潤滑に順次使用される。この為、この転がり接触部を潤滑するグリースの劣化をより遅くする事ができる。

特に、上記外径側傾斜面 9 8 の軸方向に対する傾斜角度を  $30^{\circ}$  以上とすれば、上記密封板 9 1 a の内側面を伝わってきたグリースを、より効率良く外輪軌道 8 4 に導く事ができる。即ち、上述した様に、上記外径側傾斜面 9 8 の傾斜角度を大きくすると、この外径側傾斜面 9 8 上に存在するグリースに作用する遠心力が大きくなる為、このグリースを効率良く外輪軌道 8 4 側に導く事ができて、グリースの循環によるグリースの劣化防止を、より効果的に行なえる。

次に、図14は、請求項2に対応する、本発明の実施の形態の第4例を示している。本例の場合は、密封板91bの内側面を、径方向中間部の傾斜面105と、外径寄り部分の外径側凹曲面103と、内径寄り部分の内径側凹曲面106とにより構成している。このうちの傾斜面105は、芯金93aを中間部内径寄り部分から径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜させ、この傾斜させた部分の内側面により構成している。又、上記外径側凹曲面103は、上記傾斜面105の外径側部分に設けたもので、請求項3に記載した凹曲面に相当し、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に湾曲している。又、上記内径側凹曲面106は、上記密封板91bの内側面の内径側部分に設けたもので、径方向外方に向かう程軸方向外方に向かう方向に湾曲している。この内径側凹曲面106の内周縁部は内輪83の肩部102の外側面111の外径寄り部分に摺接若しくは近接対向させ、外周縁部は上記密封板91bの中間部まで延長している。即ち、上記密封板91bの内側面は、外径側部分及び内径側部分を、弾性材94bの内側面にそれぞれ凹曲面を形成して成る上記外径側、内径側両凹曲面103、106とし、中間部を、上記芯金93aを傾斜させて成る上記傾斜面105とし、これら各面103、106、105同士を滑らかに連続させる事により構成している。

又、本例では、各転動体86を保持する保持器87aの形状を、上記密封板91bの内側面と干渉しない様な形状としている。即ち、保持器87aの軸方向一端側（図12の右側）に設けたリム部88の外側面（図12の右側面）を、この外側面が対向する密封板91bの内側面の形状に合わせた形状としている。尚、図示の例の場合、グリースが上記密封板91bの内側面上を径方向外方に移動する際に、上記リム部88によりこのグリースの流れが阻害されない様に、このリム部88の外側面と上記密封板91aの内側面との間隔 $\delta$ を、0.7mm以上確保している。

又、本例の場合には、上記密封板91bの内側面のうち、外径寄り部分を、図12で述べた前記外径側傾斜面98に代えて、上記外径側凹曲面103としているが、この外径側凹曲面103も、この外径側傾斜面98と同様に、上記外輪軌

道 8 4 にグリースを導く事ができる。尚、上記外径側凹曲面 1 0 3 の場合、曲率半径を大きくする事により、密封板 9 1 b の内側面を伝わって径方向外方に送られてきたグリースを、より効率的に外輪軌道 8 4 に導く事ができる。又、本例の場合には、密封板 9 1 b の内径側内側面に内径側凹曲面 1 0 6 を、中間部内側面に傾斜面 1 0 5 を、それぞれ形成し、これら各面 1 0 6, 1 0 5 と上記外径側凹曲面 1 0 3 を滑らかに連続させている為、内輪軌道 8 2 から肩部 1 0 2 の外周面に押し出されたグリースを外輪軌道 8 4 に、より導き易くできる。尚、上記外径側凹曲面 1 0 3 及び内径側凹曲面 1 0 6 は、単一曲面若しくは複数の曲面を滑らかに連続させた複合曲面のどちらでも構成する事ができる。その他の構成及び作用は上述した第 3 例と同様である。

次に、図 1 5 は、請求項 2 に対応する、本発明の実施の形態の第 5 例を示している。本例の場合は、密封板 9 1 c を構成する芯金 9 3 の内側面全体に弾性材 9 4 c を設け、この弾性材 9 4 c の外径側内側面に外径側凹曲面 1 0 3 a を、内径側内側面に内径側凹曲面 1 0 6 をそれぞれ形成し、これら各凹曲面 1 0 3 a, 1 0 6 同士を滑らかに連続させている。即ち、本例では、上述した第 4 例の様に、密封板の中間部内側面に傾斜面を形成せず、内側面全体を凹曲面により連続させている。その他の構成及び作用は上述した第 4 例と同様である。

次に、図 1 6 は、請求項 2 に対応する、本発明の実施の形態の第 6 例を示している。本例の場合は、前述した第 3 例の構造で、外輪 8 5 a の内周面で外輪軌道 8 4 と係止溝 9 0, 9 0 との間部分を、それぞれ径方向外方に向かう程上記外輪軌道 8 4 の軸方向両端縁部に向かう方向に湾曲させた曲面部 1 0 4, 1 0 4 としている。この曲面部 1 0 4 は、外径側傾斜面 9 8 と滑らかに連続すると共に、面取り部 1 0 0 と連続する部分の接線方向を軸方向とほぼ平行としている。これにより、上記外径側傾斜面 9 8 を伝わって径方向外方に送られてきたグリースを上記外輪軌道 8 4 に導き易くすると共に、転動体 8 6 が上記曲面部 1 0 4 に乗り上げるのを防止する為の上記面取り部 1 0 0 を形成できる様にしている。その他の構成及び作用は前述した第 3 例と同様である。

次に、図 1 7 は、請求項 2 に対応する、本発明の実施の形態の第 7 例を示して



いる。本例の場合は、前述の図 1 4 に示した第 4 例の構造に加えて、上述の図 1 6 に示した第 6 例と同様、外輪 8 5 a の内周面に曲面部 1 0 4、1 0 4 を設けた構造としている。その他の構成及び作用は前述した第 4 例及び第 6 例と同様である。

次に、図 1 8 は、請求項 2 に対応する、本発明の実施の形態の第 8 例を示している。本例の場合は、前述の図 1 5 に示した第 5 例の構造に加えて、前述の図 1 6 に示した第 6 例と同様、外輪 8 5 a の内周面に案内部 1 0 4、1 0 4 を設けた構造としている。その他の構成及び作用は前述した第 5 例及び第 6 例と同様である。

本例は、2001 年 9 月 18 日出願の日本特許出願（特願 2001-283322）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

図 1 9 ～ 2 1 は、請求項 3 に対応する、本発明の実施の形態の第 9 例を示している。本例の密封板付転がり軸受 1 2 5 a は、自動車用空気調和装置用のコンプレッサを回転駆動する為の従動プーリ 1 2 4 a の回転支持部に組み込んでいる。尚、本例の場合には、コンプレッサ用プーリの回転支持部に電磁クラッチ 1 3 0 を設けていない。即ち、本例の場合、ケーシング 1 2 2 の内側に回転軸 1 2 1 を、図示しない転がり軸受により回転自在に支持している。そして、この回転軸 1 2 1 の端部にブラケット 1 4 8 の内径寄り部分を外嵌固定すると共に、このブラケット 1 4 8 の外径寄り部分を上記従動プーリ 1 2 4 a の片側(図 1 9 の左側)に、過大なトルクが加わった場合にのみ空転するトルクヒューズ等を介して、(電磁クラッチを介する事なく)結合している。

そして、この従動プーリ 1 2 4 a を、上記ケーシング 1 2 2 の端部に設けた支持筒部 1 2 3 の周囲に、密封板付転がり軸受 1 2 5 a により、回転自在に支持している。この密封板付転がり軸受 1 2 5 a は、図 2 0 及び 2 1 に詳示する様に、単列深溝型のラジアル玉軸受の両端部に、1 対の密封板 1 3 8 a、1 3 8 a を設けて成る。即ち、この密封板付転がり軸受 1 2 5 a は、外輪 1 3 2 と、内輪 1 3 3 と、それぞれが転動体である複数の玉 1 3 4、1 3 4 とを備える。このうちの外輪 1 3 2 はその中間部内周面に、断面が円弧形である単列深溝型の外輪軌道

135を有する。又、上記内輪133は、中間部外周面に、やはり断面が円弧形である単列深溝型の内輪軌道136を有する。そして、上記各玉134、134は、この内輪軌道136と上記外輪軌道135との間に、複数個ずつ転動自在に設けている。又、後で詳しく説明する様に、上記外輪132の両端部内周面にそれぞれ形成した係止溝137に、密封板138a、138aの外周縁部を係止すると共に、これら各密封板138a、138aの内周縁部を上記内輪133の両端部外周面に、全周に亘って摺接させている。

そして、前記従動プーリ124aに内嵌固定した環状部材149の内周面に上記外輪132を内嵌固定すると共に、上記支持筒部123の外周面の片側部分(図19の左側部分)に設けた小径部150に、上記内輪133を外嵌固定している。又、この内輪133の軸方向一端面(図19~21の右端面)を、上記支持筒部133の外周面他端部(図19の右端部)に設けた大径部151と上記小径部150との連続部である段差面152に突き当てている。そして、この段差面152と、上記小径部150に係止した止め輪171との間で、上記内輪133を挟持している。

そして、本発明の場合には、上記密封板付転がり軸受125aを構成する外輪132の両端部内周面と内輪133の両端部外周面との間に、1対の密封板138a、138aを設けている。これら各密封板138a、138aは、図20及び21に詳示する様に、それぞれ鋼板等の金属板を円輪状に形成して成る芯金139で、ゴムの如きエラストマー等の弾性材140を補強する事により、全体を円輪状に形成している。この弾性材140の外周縁部は、上記芯金139の外周縁よりも少しだけ径方向外方に突出させており、この突出させた部分を上記係止溝137に係止している。一方、上記弾性材140の内周縁部の軸方向中間部は、上記芯金139の内周縁よりも径方向内方に十分に突出させて、この突出させた部分によりシールリップ153を構成している。

特に、本発明の場合、このシールリップ153は、略円輪状(傾斜角度の小さい部分円すい筒状)に形成した本体部154と、この本体部154の内周縁部に、軸方向外側に突出する状態で全周に亘って形成した突部155とを備える。又、

この突部 1 5 5 を除く本体部 1 5 4 は、自由状態で、内周縁に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜した、部分円すい筒状としている。そして、上記内輪 1 3 3 の両端部外周面にそれぞれ全周に亘って形成したシール溝 1 4 3 の 1 対の側壁面 1 4 4 a, 1 4 4 b のうち、外側の側壁面 1 4 4 b に、上記シールリップ 1 5 3 に設けた突部 1 5 5 の先端縁を、全周に亘り線接触状態で摺接させている。この外側の側壁面 1 4 4 b は、外径側程軸方向外側に向かう方向に傾斜している。

上述の様に構成する本発明によれば、内部に封入したグリースにより潤滑を図る場合に、このグリースの焼き付き寿命を向上させる事ができると共に、内輪、外輪各軌道 1 3 6, 1 3 5 及び各玉 1 3 4, 1 3 4 の転動面が損傷するのを防止できる。即ち、使用時の温度上昇等により各玉 1 3 4, 1 3 4 を設置した空間内の圧力（内圧）が上昇した場合、この圧力は上記突部 1 5 5 の先端縁を上記側壁面 1 4 4 b に押し付ける方向に作用する。この為、これら突部 1 5 5 の先端縁と側壁面 1 4 4 b との摺接部の接触圧が低下したりして、この部分に隙間が生じる事がなくなる。むしろ、上記内圧が上昇した場合には、上記突部 1 5 5 の先端縁が側壁面 1 4 4 b に積極的に押し付けられる為、密封性がより向上する。又、上記シールリップ 1 5 3 の内周縁部に軸方向に突出する状態で設けた突部 1 5 5 の先端縁を、上記外側の側壁面 1 4 4 b に摺接させている為、これら先端縁と外側の側壁面 1 4 4 b とを安定して接触させ易い。即ち、この側壁面 1 4 4 b が、径方向外側程軸方向外側に向かう方向に傾斜している為、内輪 1 3 3 に対し外輪 1 3 2 が何れの方法に傾斜した場合でも、上記突部 1 5 5 の先端縁が上記側壁面から離れにくくなる。

更に、本発明の場合、上記シールリップ 1 5 3 を構成する（突部 1 5 5 を除く）本体部 1 5 4 が、このシールリップ 1 5 3 の自由状態で、内周縁に向かう程軸方向外側に向かう方向に傾斜している為、上記シールリップ 1 5 3 の弾性変形量（締め代）を大きくして、上記外側の側壁面 1 4 4 b に対する上記突部 1 5 5 の押し付け力を大きくできる。又、図 2 0 及び 2 1 に示す様に、この突部 1 5 5 の先端縁をこの外側の側壁面 1 4 4 b に摺接させた状態で、上記突部 1 5 5 を除く本体

部 1 5 4 の両側面を、内周縁に向かうに従って軸方向外側に傾斜させるか、又は当該密封板 1 3 8 a の中心軸に対し直交する仮想平面に対して一致させ易い。この為、外輪 1 3 2 が高速回転する状態で使用する事により、上記突部 1 5 5 を含むシールリップ 1 5 3 の内周縁部に遠心力が作用する場合でも、この内周縁部が上記シール溝 1 4 3 の外側の側壁面 1 4 4 b から離れる方向に変位する事を防止できる。これらの結果、温度が上昇したり、大きな偏荷重が加わったり、外輪 1 3 2 が高速回転する等の、厳しい条件下でも、密封板付転がり軸受 1 2 5 a の密封性を十分に確保できる。従って、内部にグリースを封入して使用する場合に、このグリース中の基油が外部に漏出するのを抑えたと共に、この基油が外部の空気により酸化されるのを抑えて、このグリースの寿命を向上させる事ができる。

更に、外部に存在する各種異物が各玉 1 3 4, 1 3 4 を設置した空間内に侵入する事を防止して、内輪、外輪各軌道 1 3 6, 1 3 5 や各玉 1 3 4, 1 3 4 の転動面が損傷するのを防止できる。

尚、上記シールリップ 1 5 3 の設置状態で、上記本体部 1 4 4 が軸方向に対して傾斜する角度  $\alpha$  (図 2 1) をできる限り小さくする事が、運転時に加わる遠心力に基づき、上記外側の側壁面 1 4 4 b に対して上記突部 1 5 5 を押し付ける力を大きくする面から好ましい。但し、上記傾斜角度  $\alpha$  を小さくし過ぎると、密封板付転がり軸受 1 2 5 a の軸方向長さが増大する可能性がある。この為、図示の構造で、上記傾斜角度  $\alpha$  を小さくする場合には、上記本体部 1 5 4 の外周縁部を図示の構造よりも軸方向内側にずらせる事により、上記密封板付転がり軸受 1 2 5 a の軸方向長さが増大しない様にする事が好ましい。これに対して、上記傾斜角度  $\alpha$  を大きくすれば、上記遠心力に基づいて上記外側の側壁面 1 4 4 b に対して上記突部 1 5 5 を押し付ける力を小さくできる為、密封板付転がり軸受 1 2 5 a の回転トルクを小さくできる。この様に、本発明の場合には、上記傾斜角度  $\alpha$  を適宜変更する事により、密封板付転がり軸受の使用条件、使用目的に応じて必要とする性能を容易に得られる。又、上記外側の側壁面 1 4 4 b に対する上記突部 1 5 5 の押し付け力は、上記シールリップの形状、寸法、材料等を調整する事によっても、所望値に調整できる。

次に、図22は、やはり請求項3に対応する、本発明の実施の形態の第10例を示している。本例の場合には、上述した第9例の場合と異なり、1対の密封板138bの内周縁部に、3本のシールリップ156a～156cを設けている。そして、これら3本のシールリップ156a～156cのうち、中間に位置する中間シールリップ156bの内周縁部に突部155を、全周に亘って軸方向外側に突出する状態で設けると共に、シール溝143の軸方向外側の側壁面144bにこの突部155の先端縁を、全周に亘って摺接させている。本例の場合には、上記中間シールリップ156bが、請求項に記載したシールリップに相当する。

そして、本例の場合には、上記3本のシールリップ156a～156cのうち、最も外側に位置する外側シールリップ156aの先端縁を、内輪133の両端部外周面で上記各シール溝143よりも軸方向外側に外れた部分に、微小隙間を介して対向させて、当該部分にラビリンスシールを設けている。又、最も内側に位置する内側シールリップ156cの先端縁を、上記内輪133の中間部外周面で、上記シール溝143よりも軸方向内側に外れた部分に、微小隙間を介して対向させて、当該部分にラビリンスシールを設けている。このような本例の場合には、上述した第9例の場合よりも、密封性をより向上させる事ができる。

その他の構成及び作用に就いては、上述した第9例の場合と同様である為、同等部分には同一符号を付して重複する説明は省略する。

次に、図23～26は、請求項4に対応する、本発明の実施の形態の第11例を示している。本例の場合には、1対の密封板138cの内周縁部に、1本のシールリップ157を設けている。このシールリップ157は、円輪状に形成した本体部154と、突部155aとを備える。このうちの突部155aは、図25に示す様に、このシールリップ157の自由状態で、上記本体部154の内周縁部に、この本体部154の中心軸とほぼ平行に軸方向外側に全周に亘って突出する状態で形成している。又、上記突部155aの先端面に、実質的に凹凸が存在しない平坦面部158を設けている。更に、この平坦面部158の円周方向一部に、短形状或は円弧状で微小な切り欠き159を形成している。

そして、本例の場合には、内輪133の両端部外周面に形成したシール溝14

3の外側の側壁面144bに、上記シールリップ157の突部155aの先端面に設けた平坦面部158を、全周に亙り面接触で摺接させている。又、この様に摺接させた状態で、上記シールリップ157に設けた本体部154と上記突部155aとの双方を、内周縁に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜させている。又、上記各密封板138cの中心軸を含む仮想平面に関する断面で、上記突部155aの内周面に接する直線と上記外側の側壁面144bに接する直線とを、ほぼ直交させている。更に、本例の場合には、上記切り欠き159に関して、上記シールリップ157の先端縁からの深さを $L_1$  (図25)とし、同じく円周方向に関する長さを $L_2$  (図26)とし、各玉134の直径を $D_a$ とした場合に、 $L_1 \leq 0.09 D_a$ で、且つ、 $L_2 \leq 0.18 D_a$ を満たす様に規制している。

上述の様に構成する本例の構造によれば、シールリップ157の先端部と、内輪133に設けたシール溝143の外側の側壁面144bとの接触面積を大きくできる。この為、厳しい条件でも密封性を十分に確保でき、内部にグリースを封入して使用する場合に、このグリースの基油が外部に漏出するのを抑えると共に、この基油が外部の空気により酸化されるのを抑えて、このグリースの寿命を向上させる事ができる。

更に、外部に存在する各種異物が各玉134を設置した空間内に侵入する事を防止して、内輪、外輪各軌道136, 135や各玉134の転動面が損傷するのを防止できる。

又、本例の場合には、各密封板138cの中心軸を含む仮想平面に関する断面で、上記シールリップ157に設けた突部155aの内周面に接する直線と、上記外側の側壁面144bに接する直線とを、ほぼ直交させている。この為、この側壁面144bに対する上記突部155aの押し付け力を大きくできる。更に、本例の場合には、上記シールリップ157に設けた突部155aの先端面に切り欠き159を形成している為、この突部155aの先端面を上記外側の側壁面144bに摺接させた状態で、この切り欠き159により構成される微小通路を通じて、密封板付転がり軸受125aの内部の空気を外部に排出できる。この為、使用時に、温度上昇に伴ってこの密封板付転がり軸受125aの内圧が上昇する

傾向となった場合でも、この内部の空気が外部に排出される為、内圧の上昇を抑える事ができる。従って、上記シールリップ157がめくれる事を防止して、このシールリップ157によるシール性能を安定させる事ができる。しかも、本例の場合には、上記切り欠き159に関して、上記シールリップ157の先端縁からの深さを $L_1$ とし、同じく円周方向に関する長さを $L_2$ とし、各玉134の直径を $D_a$ とした場合に、 $L_1 \leq 0.09 D_a$ で、且つ、 $L_2 \leq 0.18 D_a$ を満たす様に規制している。この様に本例の場合には、上記切り欠き159の寸法を小さく抑えている為、この切り欠き159を通じて外部から空気が侵入するのを抑える事ができる。従って、この切り欠き159の存在に拘らず、前記グリースが酸化されるのを抑える事ができる。

その他の構成及び作用に就いては、前述の図19～21に示した第9例の場合と同様である為、同等部分には同一符号を付して重複する説明は省略する。

尚、本例の場合には、各密封板138cを構成するシールリップ157に設けた突部155aの先端面の円周方向1個所にのみ切り欠き159を形成しているが、この切り欠き159は、この先端面の円周方向複数個所に形成する事もできる。又、本例の場合には、シール溝143の外側の側壁面144bにシールリップ157の先端部を摺接させているが、請求項5に記載した発明は、このシール溝143の内側の側壁面144aにシールリップ157の先端部を摺接させる状態で実施する事もできる。但し、本例の様に、外側の側壁面144bにシールリップ157の先端部を摺接させる場合には、内圧の上昇によりこのシールリップ157の先端部が外側の側壁面144bから離れる方向に変位するのを防止できる為、密封性をより向上させる事ができる。

次に、図27は、やはり請求項4に対応する、本発明の実施の形態の第12例を示している。本例の場合には、各密封板148dの内周縁部に、3本のシールリップ160a～160cを設けている。そして、これら3本のシールリップ160a～160cのうち、中間に位置する中間シールリップ160bの内周縁部に設けた突部155aの先端面に設けた平坦面部158を、内輪133の両端部外周面に形成したシール溝143の外側の側壁面144bに、全周に亘って面接

触で摺接させている。又、上記3本のシールリップ160a～160cのうち、最も外側に位置する外側シールリップ160cの先端縁を、上記内輪133の端部外周面で上記シール溝143よりも軸方向外側に外れた部分に、微小隙間を介して対向させて、当該部分にラビリンスシールを設けている。又、上記3本のシールリップ160a～160cのうち、最も内側に位置する内側シールリップ160cの先端縁を、上記内輪133の中間部外周面で上記シール溝143よりも軸方向内側に外れた部分に、微小隙間を介して対向させて、当該部分にラビリンスシールも設けている。

このような本例の場合には、各密封板138dの内周縁部に、外側、内側両シールリップ160a、160cによるラビリンスシールを設けている為、上述した第11例の場合よりも、密封性をより向上させる事ができる。

その他の構成及び作用に就いては、上述の図23～26に示した第11例の場合と同様である為、同等部分には同一符号を付して重複する説明は省略する。

尚、上述の図23～27に示した第11及び12例の構成は、前述の図19～22に示した第9及び10例の構成に組み合わせて実施する事もできる。即ち、第9及び10例で、シールリップの先端面に、短形状或は円弧状の切り欠きを形成する事もできる。

又、本発明の密封板付転がり軸受は、前述の図19～21に示した第9例で説明した様な、電磁クラッチを設けていない、自動車用空気調和装置用コンプレッサの回転支持部に組み込んで使用する構造に限定するものではない。例えば、次に図28に示す様な、電磁クラッチ130を設けた、自動車用空気調和装置用コンプレッサの回転支持部に、前述の図19～21に示した第9例の密封板付転がり軸受125aを組み込んで使用する事もできる。即ち、図28に示す、コンプレッサ用プーリの回転支持部の場合、従動プーリ124と回転軸121との間に電磁クラッチ130を設けて、この電磁クラッチ130の作動・非作動により、これら従動プーリ124と回転軸121とを係脱させる様にしている。この為、この回転軸121の端部でケーシング122から突出した部分に、ブラケット148aの内径寄り部分に設けた小径筒部161を外嵌固定している。又、このブ



ラケット 148a の外径寄り部分に設けた大径筒部 162 の外径側及び軸方向片側に、弾性材 163 を介して筒状部材 164 及び磁性材製の環状板 165 を結合している。

そして、上記ケーシング 122 の端部外面に設けた支持筒部 123 の外周面と、従動プーリ 124 の内径側に内嵌固定した、断面がコ字形で全体を円環状に形成した環状部材 166 の内径寄り部分に設けた内径側筒部 167 の内周面との間に、前述の図 19～21 で示した第 9 例で使用了密封板付転がり軸受 125a を設けている。又、上記ケーシング 122 の端面に固定したソレノイド 126 を、上記環状部材 166 の内部空間に配置している。上記ブラケット 148a の軸方向片側に結合した上記環状板 165 は、上記ソレノイド 126 への非通電時には、上記弾性材 163 の弾力により、図 28 に示す様に上記環状部材 166 から離隔しているが、上記ソレノイド 126 への通電時にはこの環状部材 166 に向け吸着されて、上記従動プーリ 124 から上記回転軸 121 への回転力の伝達を自在とする。即ち、本例の場合には、上記ソレノイド 126 と環状部材 166 と環状板 165 と弾性材 163 とにより、上記従動プーリ 124 と回転軸 121 とを係脱する為の電磁クラッチ 130 を構成している。

又、上述した各例では、密封板付転がり軸受 125a を、単列ラジアル玉軸受に 1 対の密封板 138a～138d を設ける事により構成した場合に就いて説明したが、本発明の密封板付転がり軸受は、この様な構造に限定するものではない。例えば、次に図 29 に示す、請求項 3 に対応する、本発明の実施の形態の第 13 例の様に、複列ラジアル玉軸受に 1 対の密封板 138a, 138a を設けた場合でも、本発明を実施できる。図 29 に示す本例の場合には、外輪 132 の内周面に複列の外輪軌道 135, 135 を形成すると共に、内輪 133 の外周面に複列の内輪軌道 136, 136 を形成している。そして、これら外輪軌道 135, 135 と内輪軌道 136, 136 との間に、それぞれが転動体である玉 134, 134 を、複数個ずつ転動自在に設けている。そして、上記外輪 132 の両端部内周面と上記内輪 133 の両端部外周面との間に、1 対の密封板 138a, 138a を設けて、密封板付転がり軸受 125b としている。

その他の構成及び作用に就いては、前述の図19～21に示した第9例の場合と同様である為、同等部分には同一符号を付して重複する説明は省略する。

次に、図30及び31は、やはり請求項3に対応する、本発明の実施の形態の第14例を示している。本例の場合、エンジンに使用されているタイミングベルト等の無端ベルトの張力を調整する為のテンシヨナに使用するプーリー一体型転がり軸受169に、本発明を適用している。このプーリー一体型転がり軸受169は、プーリー168と、本発明の対象となる密封板付転がり軸受125cとから成る。このうちのプーリー168は、鋼板にプレス加工を施す事により、全体を円環状に形成している。

又、上記密封板付転がり軸受125cは、図31に詳示する様に、単列で4点接触型の玉軸受に、1対の密封板138a、138aを設けて成る。即ち、この密封板付転がり軸受125cを構成する外輪132の内周面と内輪133の外周面とにそれぞれ形成した、外輪、内輪各軌道135a、136aの断面形状はそれぞれ、各玉134、134の直径の1/2よりも大きな曲率半径を有する円弧同士を中間部で交差させた、所謂ゴシックアーチ状である。従って、上記各軌道135a、136aと上記各玉134、134の転動面とは、それぞれ2点ずつ、これら各玉134、134毎に合計4点ずつで接触する。そして、上記密封板付転がり軸受125cを構成する外輪132を、上記プーリー168の内径寄り部分に設けた内径側円筒部170に内嵌固定している。又、上記内輪133は、図示しない支持軸に外嵌固定自在としている。

密封板付転がり軸受125cに関するその他の構成及び作用は、前述の図19～21に示した第9例の場合と同様である為、重複する説明は省略する。

本例は、2002年3月27日出願の日本特許出願（特願2002-088771）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

本発明を詳細にまた特定の実施態様を参照して説明したが、本発明の精神と範囲を逸脱することなく様々な変更や修正を加えることができることは当業者にとって明らかである。

### <産業上の利用可能性>

更に、本発明の実施の形態の第1例において、以上の説明は、プーリと回転軸とを係脱する為の電磁クラッチを設けた構造に本発明を適用した場合に就いて示したが、本発明は、プーリから回転軸に回転力の伝達を自在とした構造であれば、電磁クラッチを設けない構造にも適用できる。即ち、例えば上記特許文献3、或は上記特許文献4に記載された様な、斜板式可変容量型コンプレッサの場合には、斜板の傾斜角度を極く小さく（更には傾斜角度をゼロに）する事により、コンプレッサの回転軸の回転トルクを極く小さくできる。この様な構造の場合には、図6に示す様に、ケーシング2の端部に形成した支持筒部3の周囲に転がり軸受29を介して回転自在に支持した従動プーリ4cと回転軸1とを、トルクヒューズとして機能する緩衝材30を介して、過大なトルクが加わらない限り回転力の伝達自在に結合し、電磁クラッチを設けない場合もある。この様な構造で、上記転がり軸受29として、図示の様に単列で3点接触型又は4点接触型のラジアル玉軸受を使用し、この転がり軸受29の諸元を適正に規制すると共に、この転がり軸受29と上記従動プーリ4cとの位置関係を前述の図1で示す様に規制すれば、本発明の作用・効果を得られる。この様な構造も、本発明の対象となる。この様な構造に本発明を適用する場合には、3点接触型又は4点接触型となる上記転がり軸受29の各部の仕様、並びにこの転がり軸受29と上記プーリ4cとの位置関係に就いては、前述の図1～2に示したものと同様とする。

また、本発明の実施の形態の第2例において、単列玉軸受として用いた4点接触玉軸受に代えて、深溝玉軸受やアンギュラ玉軸受、3点接触玉軸受を用いた場合においても、上記と同様の効果を得ることができる。

そして、本発明の実施の形態の第3例～第8例において、上述した単列深溝型の転がり軸受だけでなく、3点若しくは4点接触型の転がり軸受、更に、複列の転がり軸受にも適用可能である。特に、本発明は、オフセット荷重に基づくモーメント荷重を支承すると言った厳しい条件で、且つ、外輪回転で使用されるグリース潤滑の密封板付転がり軸受に適用して、この密封板付転がり軸受の耐久性向上を図れる。

そして、本発明の実施の形態の第 9 例～第 14 例において、本例の場合とは別に、内輪軌道又は外輪軌道と各玉の転動面とが 1 点で、外輪軌道又は内輪軌道と各転動体の転動面とが 2 点で、各転動体毎に合計 3 点ずつで接触する、3 点接触型の玉軸受に密封板を設けた場合でも、本発明を実施できる。

本発明の請求の範囲第 1 項に記載したプーリ回転支持装置は、以上に述べた通り構成し作用する為、軸方向寸法を大きくする事なく、許容モーメント荷重を確保し、しかも運転時に発生する発熱や摩耗を抑える事ができる。更に、高回転化、高容量化、小型化の必要がある装置に使用する場合でも、グリースの焼き付き寿命と転動体の乗り上げ余裕率とを、十分に確保できる。この為、上記プーリ回転支持装置に組み込む転がり軸受並びにこの転がり軸受に支持されたプーリに掛け渡した無端ベルトの寿命延長を図れる等、自動車空気調和装置のコンプレッサ等、各種機械装置の小型化、高性能化に寄与できる。

更に、以上に述べた通り構成し作用する為、保持器のポケット開口部が軸受中心に対してラジアル荷重の加わる方向に向いて配されるので、軸受中心に対してオフセットされたラジアル荷重がかかることにより、軸受運転中に負荷圏周辺にあるグリースが、保持器のポケット開口側の内輪軌道から外輪軌道へと活発に循環される。したがって、オフセット荷重を受ける場合に、焼付き寿命を延長することができ、軸受性能の向上を図ることができる。

更に、本発明の請求の範囲第 2 項に記載したプーリ回転支持装置は、以上に述べた通り構成し作用する為、密封板付転がり軸受の耐久性の向上を図って、この密封板付転がり軸受を組み込んだ各種機械装置の耐久性及び信頼性の向上に寄与できる。

更に、本発明の請求の範囲第 3 項に記載したプーリ回転支持装置は、以上に述べた通り構成し作用する為、厳しい条件でも密封性を十分に確保できる。この結果、内部に封入したグリースにより潤滑を図る場合に、このグリースの寿命を向上させる事ができると共に、各軌道面及び各転動体の転動面が損傷する事を防止できる。

更に、本発明の請求の範囲第 4 項に記載したプーリ回転支持装置は、以上に述

べた通り構成し作用する為、厳しい条件でも密封性を十分に確保でき、内部にグリースを封入して使用する場合に、このグリースの寿命を向上させる事ができる。更に、外部に存在する各種異物が各転動体を設置した空間内に侵入する事を防止して、各軌道面及び各転動体の転動面が損傷するのを防止できる。更に、使用時に、密封板付転がり軸受の内圧が上昇する傾向となった場合でも、この内部の空気を外部に排出して、内圧の上昇を抑える事ができ、このシールリップによるシール性能を安定させる事ができる。そして、内部に封入したグリースが酸化されるのを抑える事ができる。

## 請 求 の 範 囲

1. 固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のプーリとを備え、上記転がり軸受は、外周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に回転自在に設けられた複数個の転動体と、これら転動体を回転自在に保持するポケットを有する保持器と、外周縁部を上記外輪の内周面に係止するとともに、内周縁部に設けられたシールリップの先端部を上記内輪に摺接させた密封板と、を備え、潤滑剤によって潤滑され、上記内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道と上記転動体の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受であるプーリ回転支持装置に於いて、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記保持器のポケット開口部が、軸受中心に対してオフセット荷重の加わる方向に向いて配されている事を特徴とするプーリ回転支持装置。

2. 固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のプーリとを備え、上記転がり軸受は、外周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に回転自在に設けられた複数個の転動体と、これら転動体を回転自在に保持するポケットを有する保持器と、外周縁部を上記外輪の内周面に係止するとともに、内周縁部に設けられたシールリップの先端部を上記内輪に摺接させた密封板と、を備え、

潤滑剤によって潤滑され、上記内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道と上記転動体の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受であるプーリ回転支持装置に於いて、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記密封板は、内側面のうち、少なくとも上記外輪の内周面に近い外径寄り部分を、径方向外方に向かう程軸方向内方に向かう方向に傾斜した傾斜面、或いは、湾曲した凹曲面とした事を特徴とするプーリ回転支持装置。

3. 固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のプーリとを備え、上記転がり軸受は、外周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に転動自在に設けられた複数個の転動体と、これら転動体を転動自在に保持するポケットを有する保持器と、外周縁部を上記外輪の内周面に係止するとともに、内周縁部に設けられたシールリップの先端部を上記内輪に摺接させた密封板と、を備え、潤滑剤によって潤滑され、上記内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道と上記転動体の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受であるプーリ回転支持装置に於いて、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、上記シールリップのうちの少なくとも1個のシールリップは、略円輪状に形成された本体部と、この本体部の内周縁部に、実質的に全周に互り軸方向外側に突出す

る状態で設けられた突部とを備え、当該シールリップはその自由状態で、この突部を除く上記本体部が、内周縁部に向かうに従って軸方向外側に向かう方向に傾斜しており、組み付け状態で上記突部の先端縁を、上記内輪の一部外周面に全周に亘って形成されたシール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に亘って摺接させている事を特徴とするプーリ回転支持装置。

4. 固定の支持部分と、この固定の支持部分に支持された転がり軸受と、この転がり軸受により回転自在に支持された、無端ベルトを掛け渡す為のプーリとを備え、上記転がり軸受は、外周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の内輪軌道を有する内輪と、内周面に転動体の転動面と1点又は2点で接触する形状の外輪軌道を有する外輪と、これら内輪軌道と外輪軌道との間に回転自在に設けられた複数個の転動体と、これら転動体を回転自在に保持するポケットを有する保持器と、外周縁部を上記外輪の内周面に係止するとともに、内周縁部に設けられたシールリップの先端部を上記内輪に摺接させた密封板と、を備え、潤滑剤によって潤滑され、上記内輪軌道と外輪軌道とのうちの少なくとも一方の軌道と上記転動体の転動面とがそれぞれ2点ずつで接触する、単列で3点又は4点接触型のラジアル玉軸受であるプーリ回転支持装置に於いて、上記プーリの外周面で上記無端ベルトと接触する部分の幅方向中央部位置と上記ラジアル玉軸受の中心との軸方向距離であるオフセット量が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の40%以下であり、且つ、このラジアル玉軸受の単品時でのラジアル隙間が、このラジアル玉軸受のピッチ円直径の0.2%以下であり、少なくとも一方の上記密封板は、シールリップの先端面で、シール溝の軸方向外側の側壁面に対向する部分に、内側に空気を通過自在な矩形状或は円弧状の切り欠きを形成すると共に、このシールリップの先端部を、シール溝の軸方向外側の側壁面に、実質的に全周に亘って面接触させており、上記切り欠きに関して、上記シールリップの先端縁からの深さを $L_1$ とし、同じく円周方向に関する長さを $L_2$ とし、転動体の直径を $D_a$ とした場合に、 $L_1 \leq 0.09 D_a$ で、且つ、 $L_2 \leq 0.18 D_a$ を満たす事を特徴とするプーリ回転支持装置。



図1

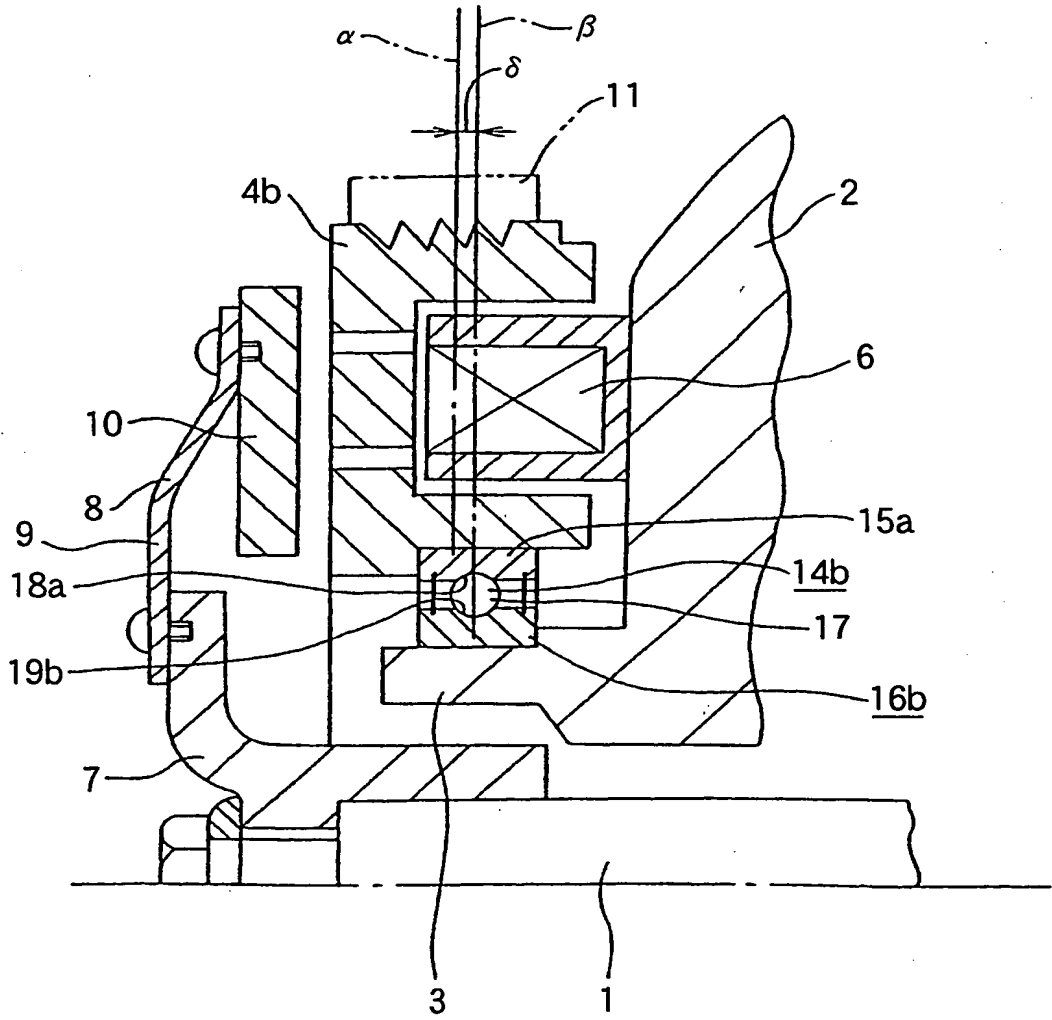




図3

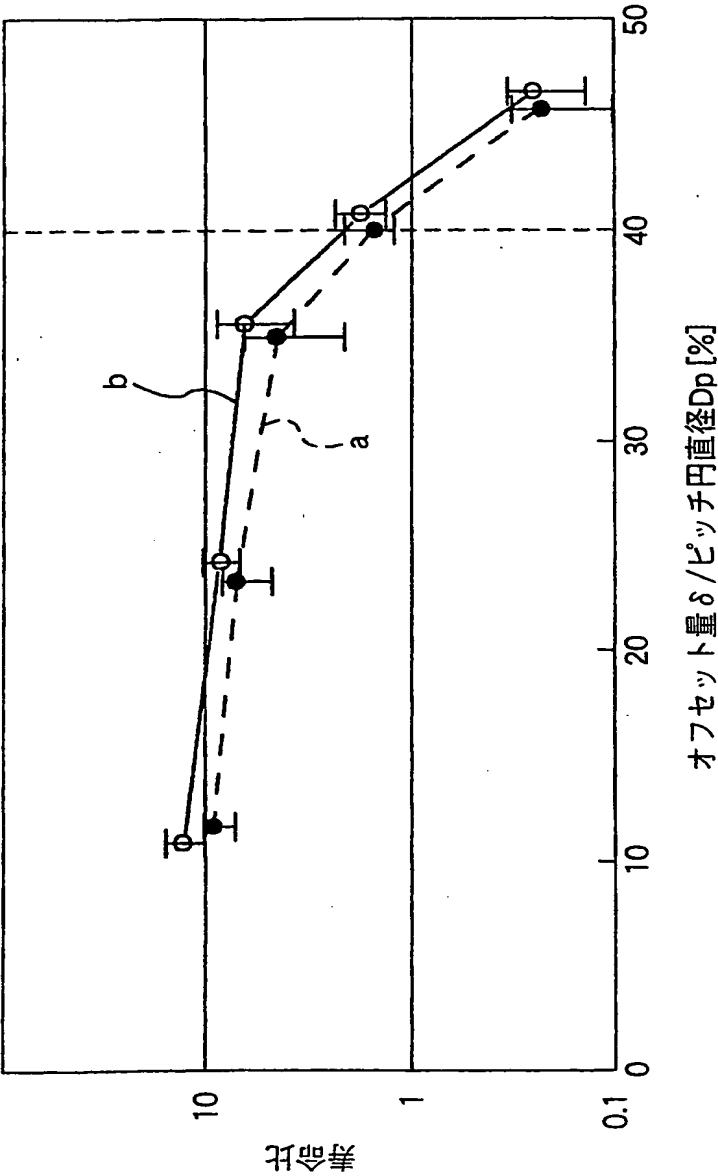


図4

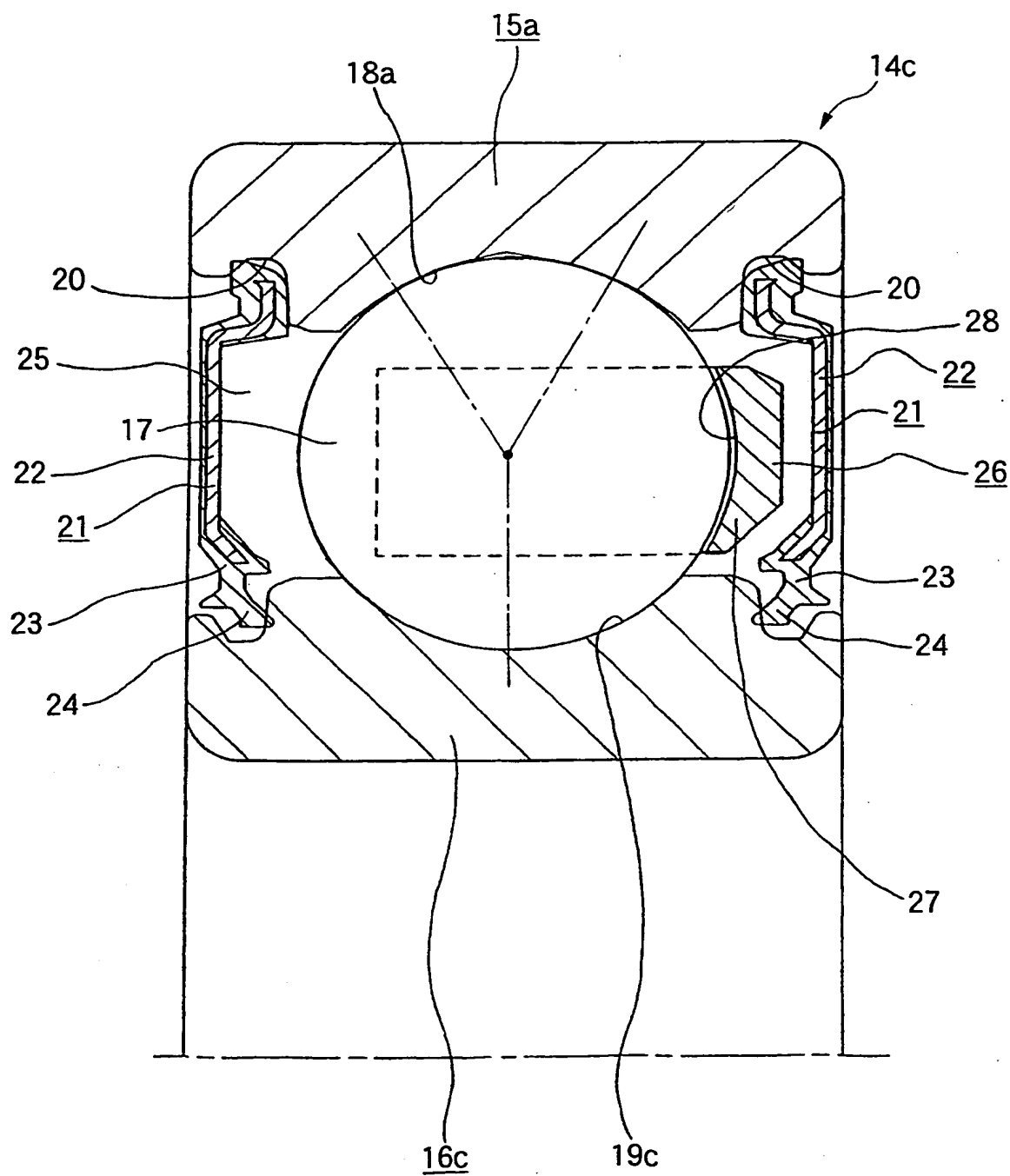


図5

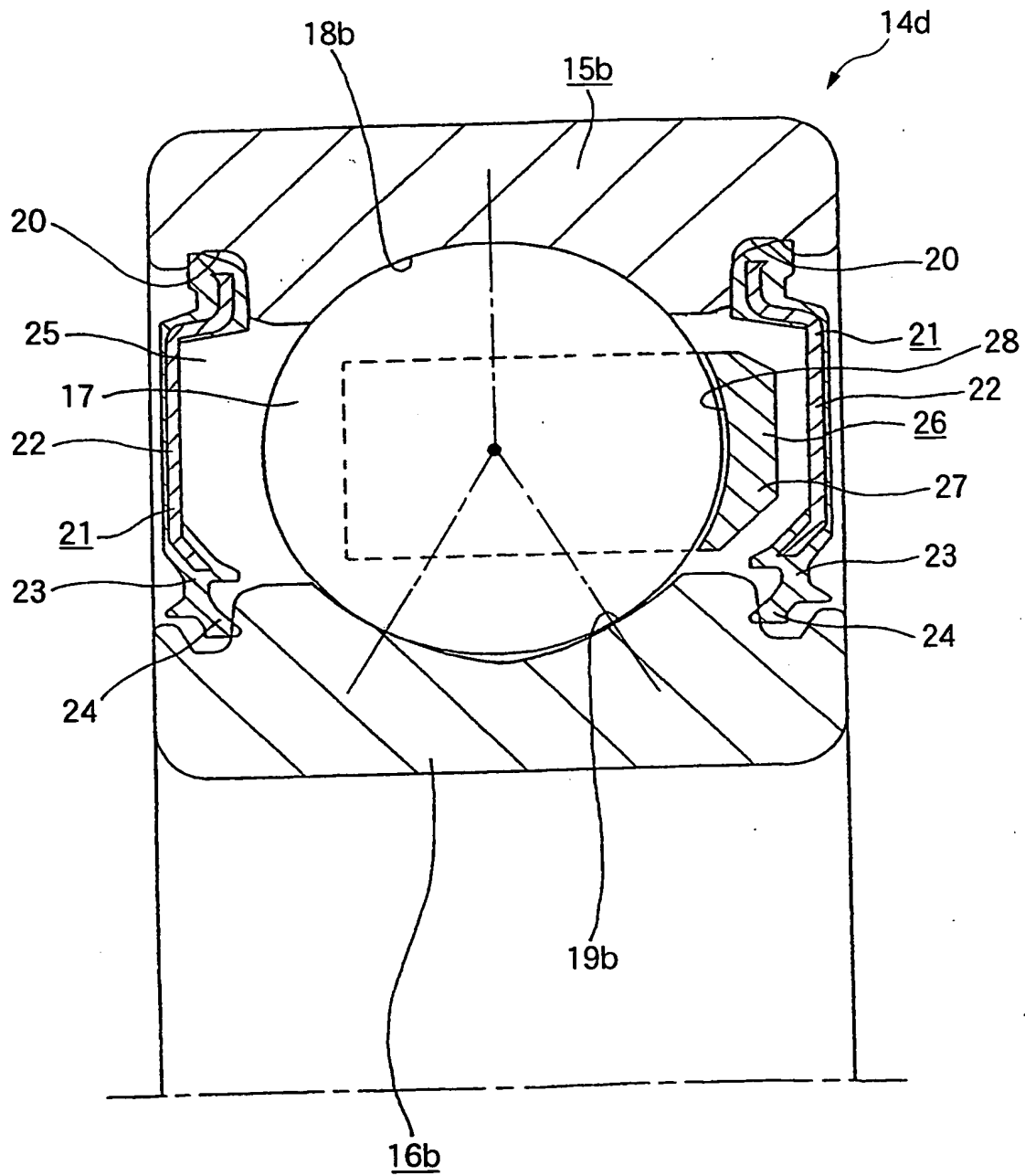


図6

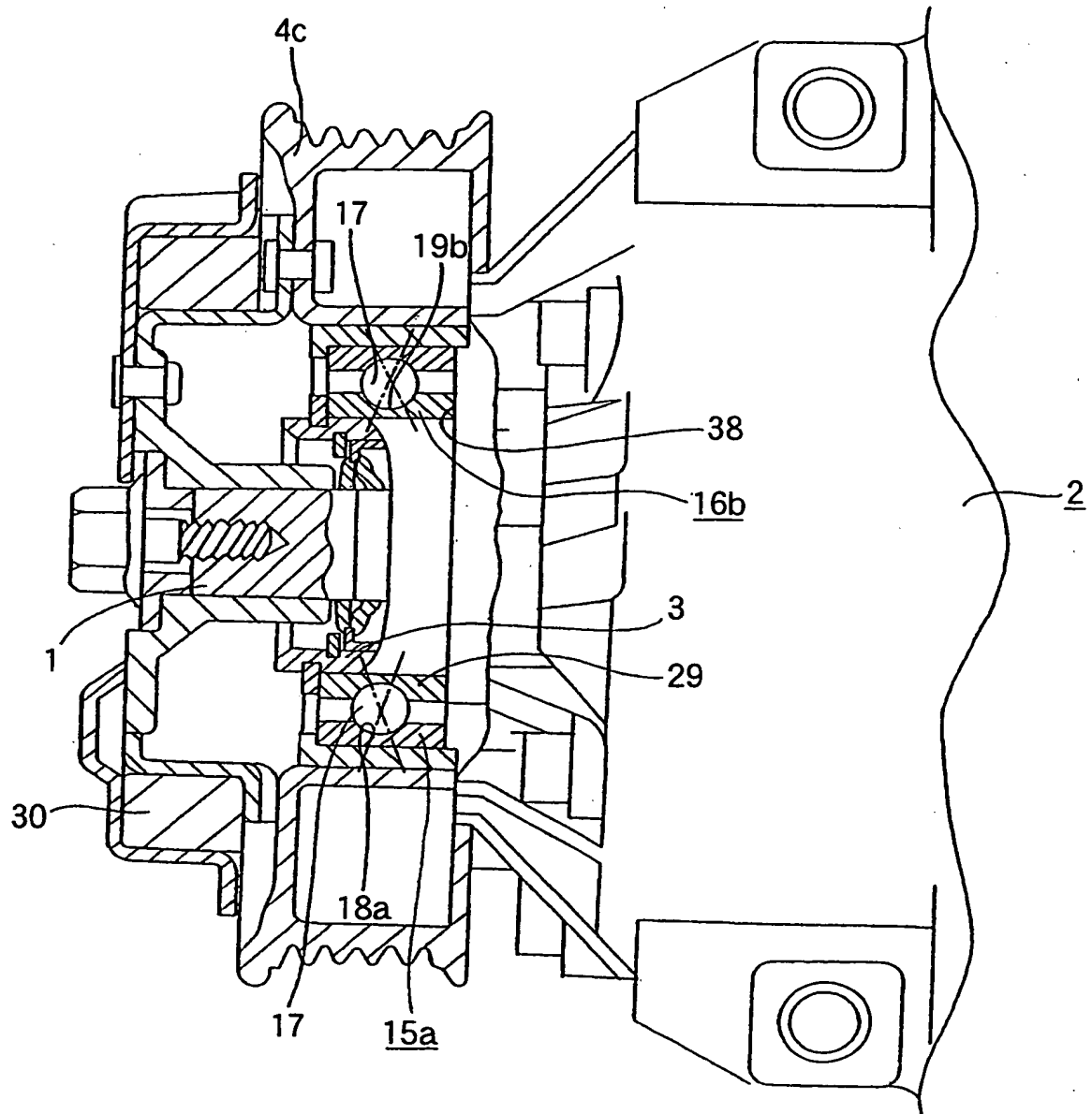


図7

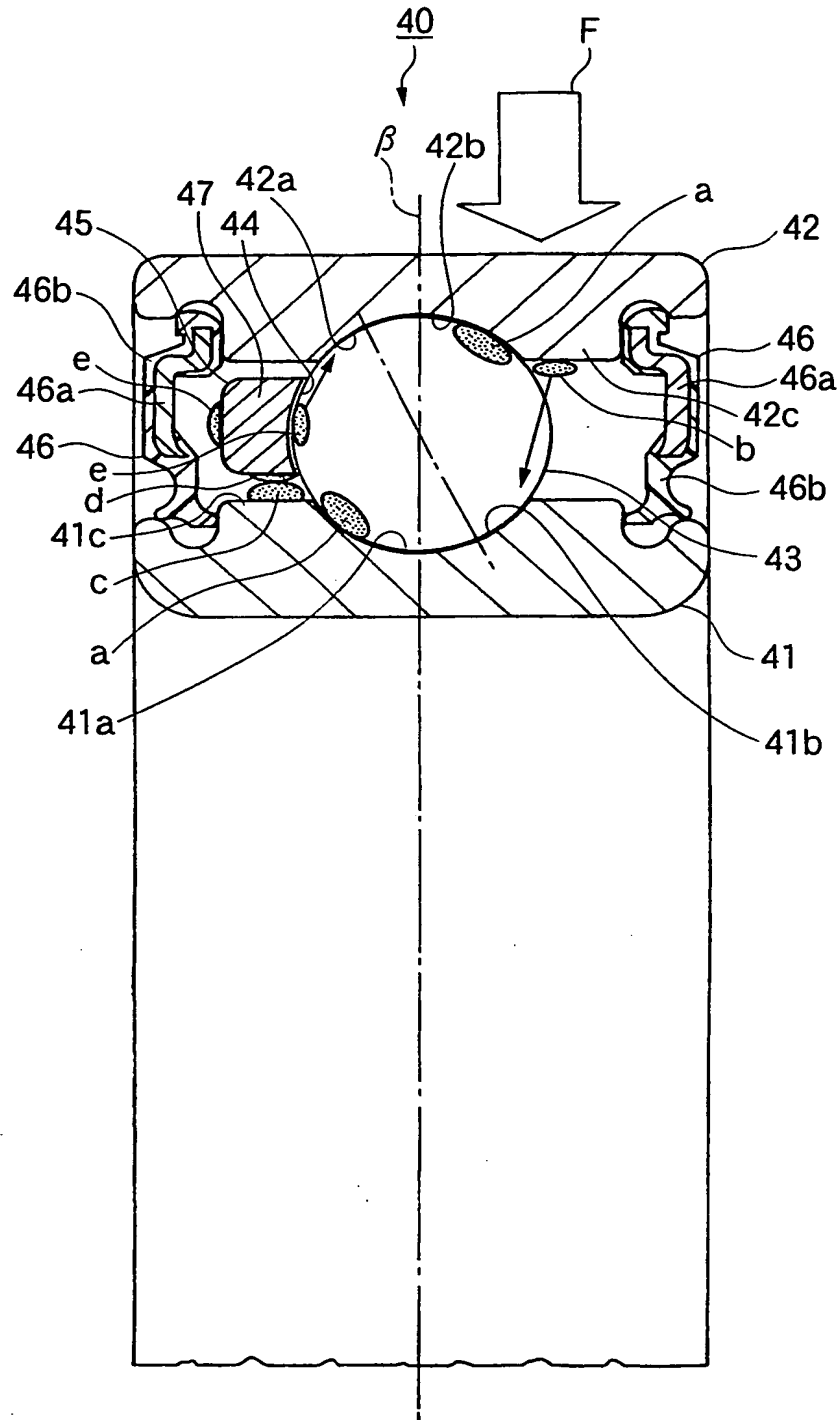


図8

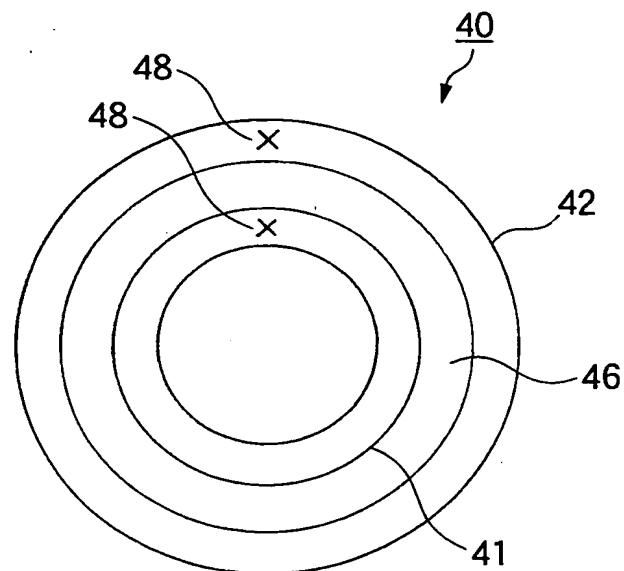






図10

保持器の向きと焼付き寿命

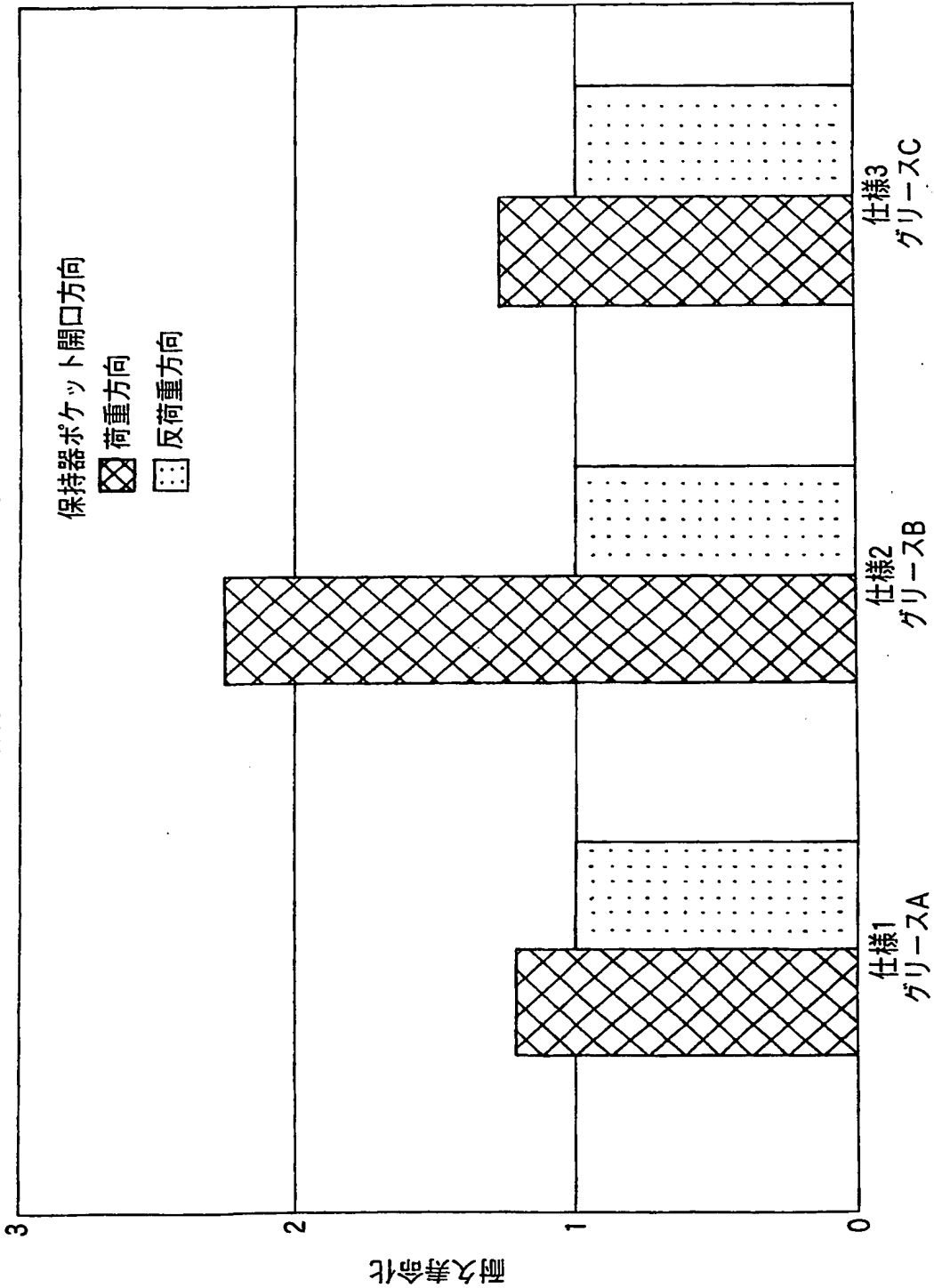


図11

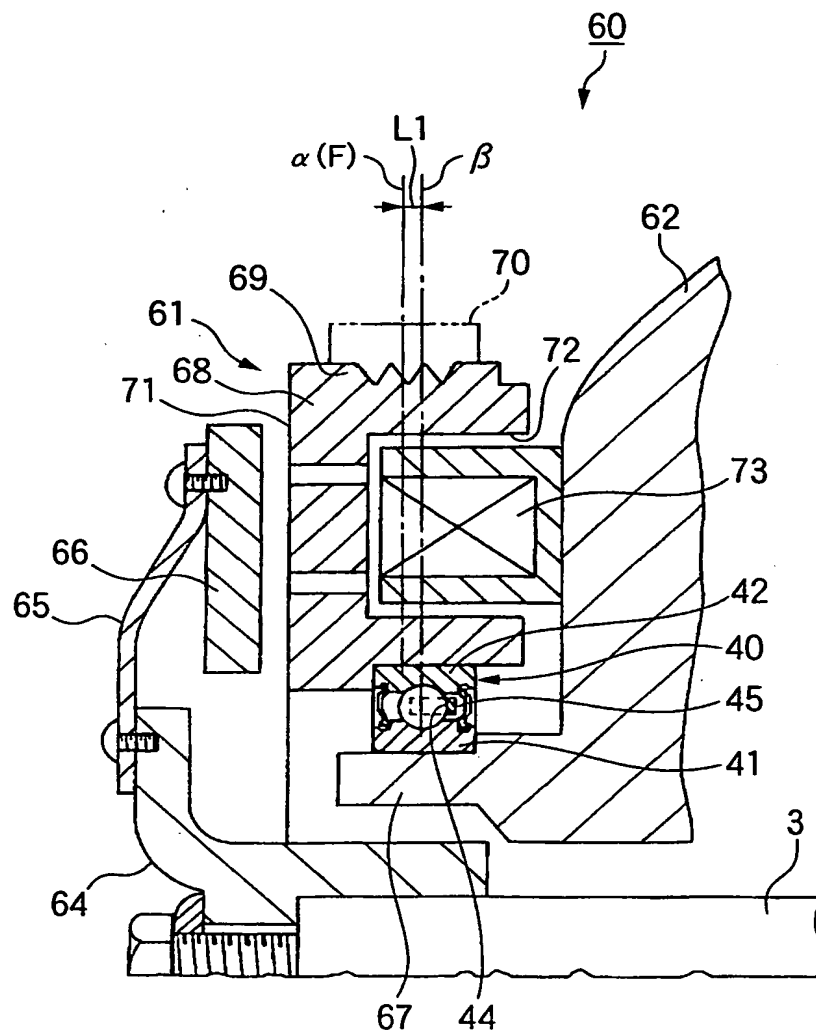


圖12

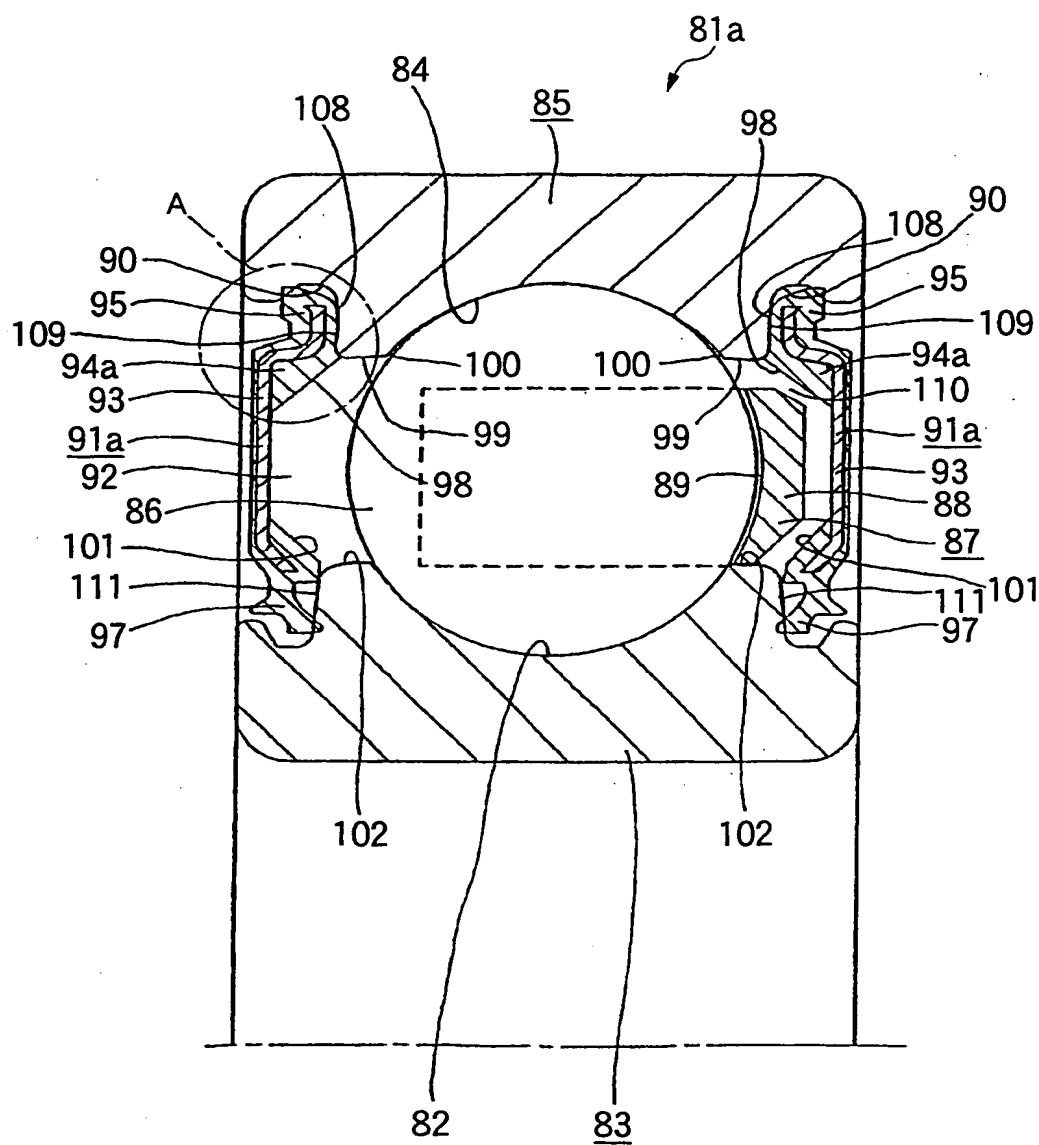


図13

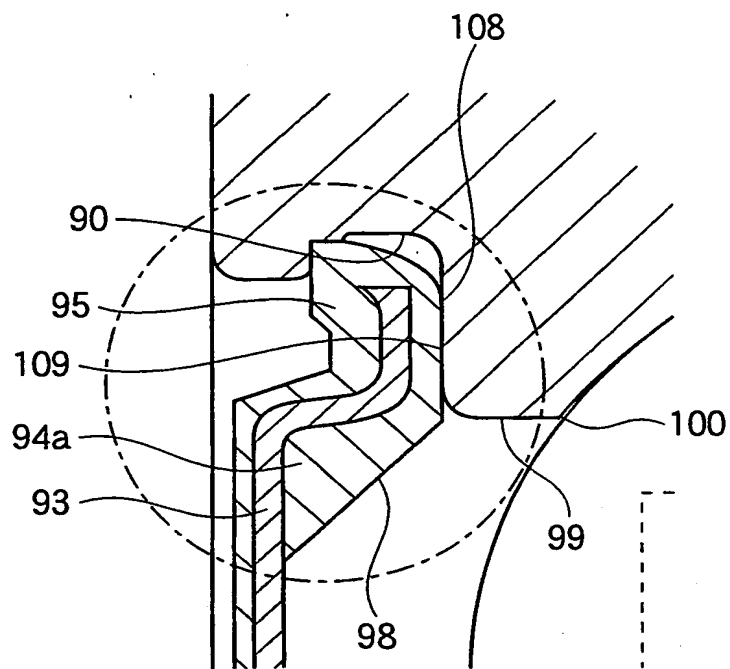


図14

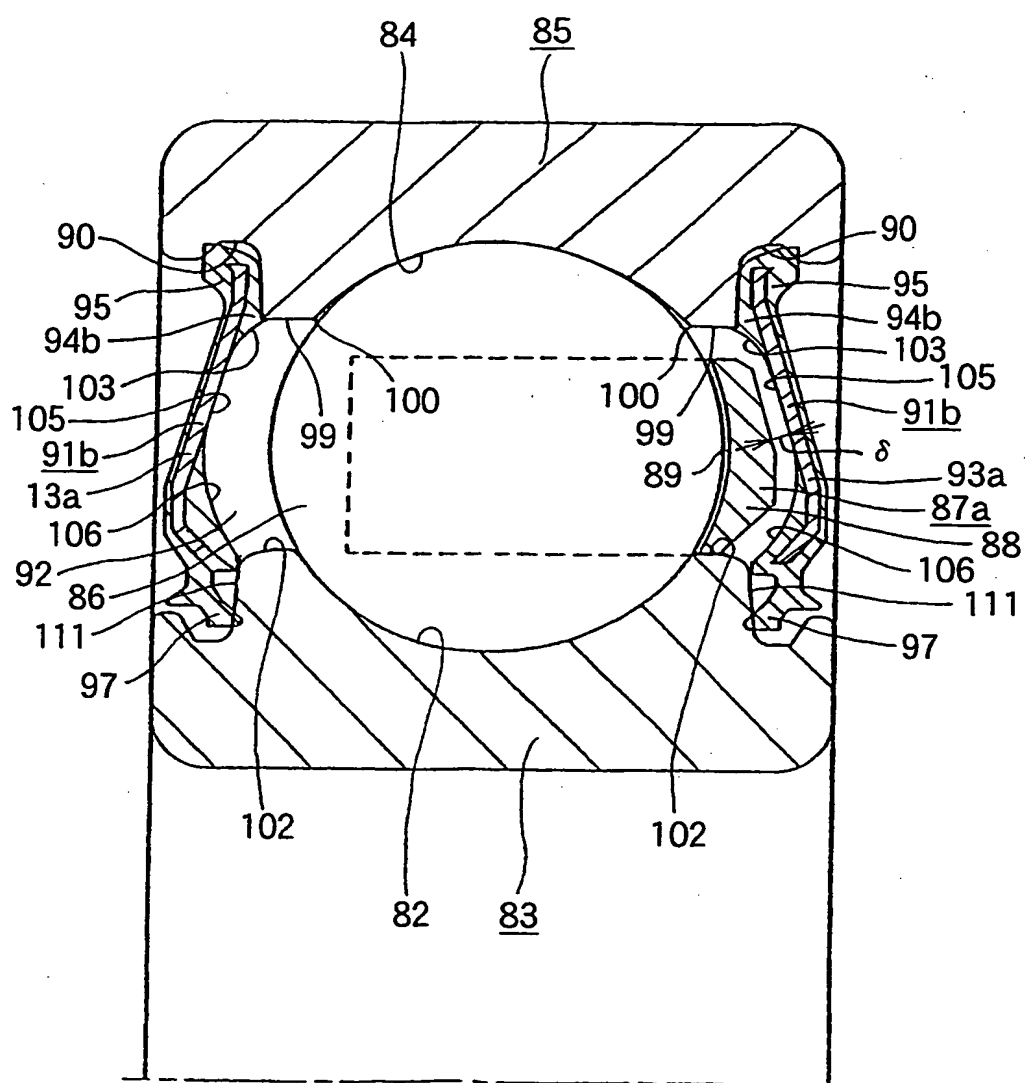


図15

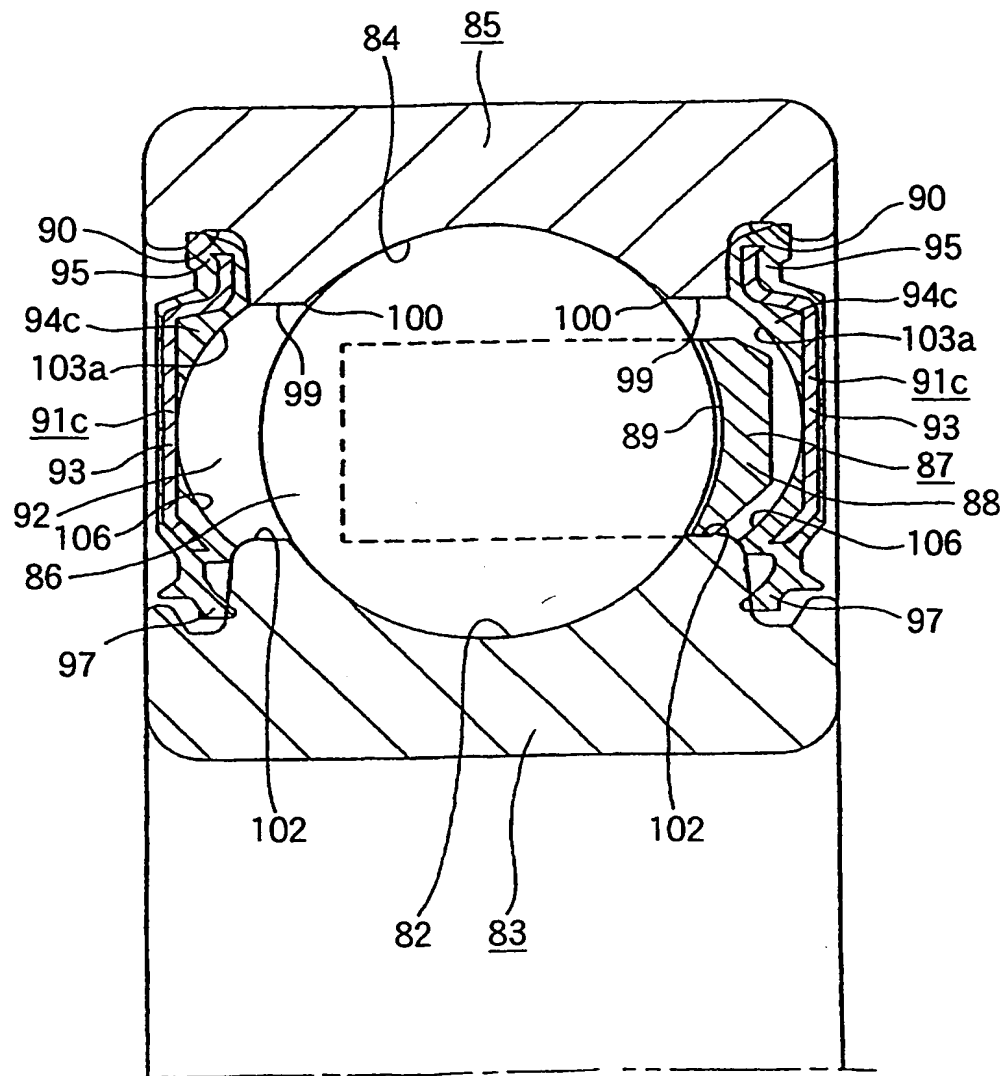


図16

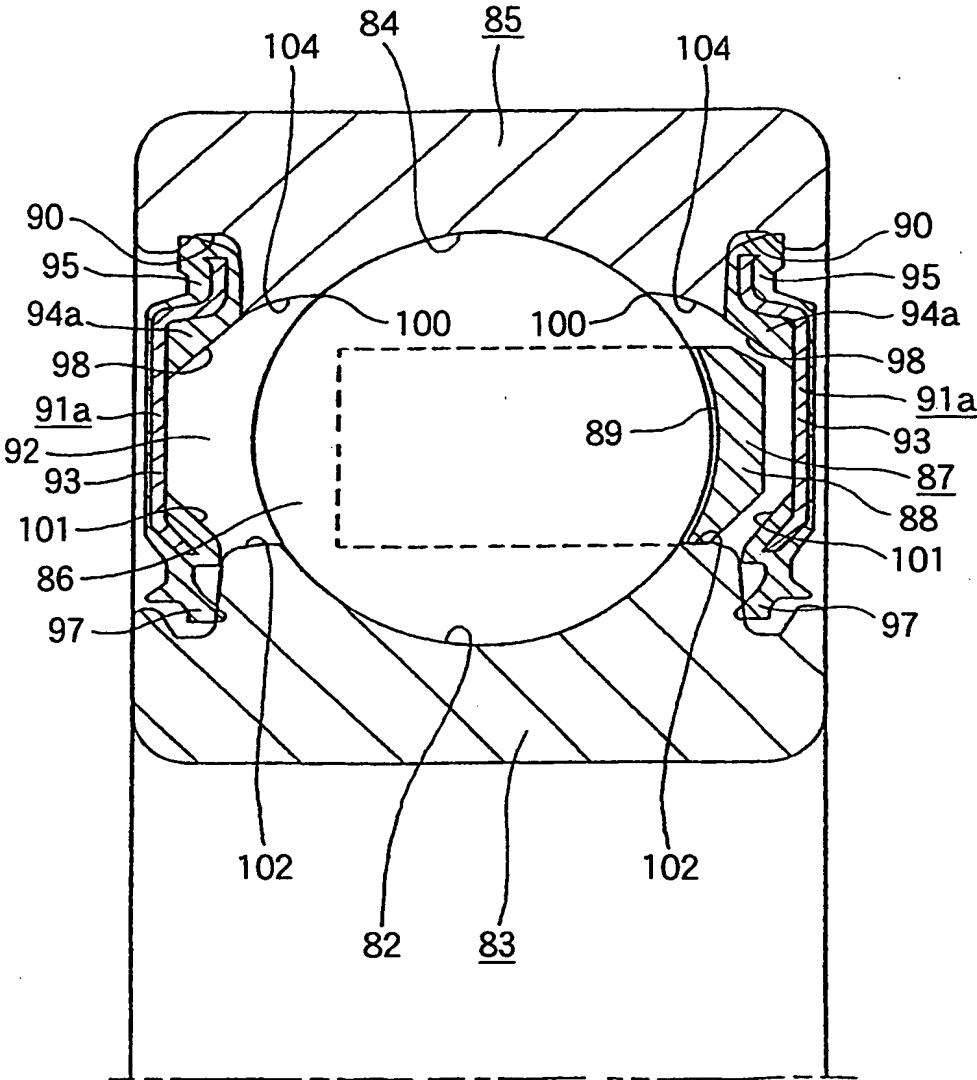






図18

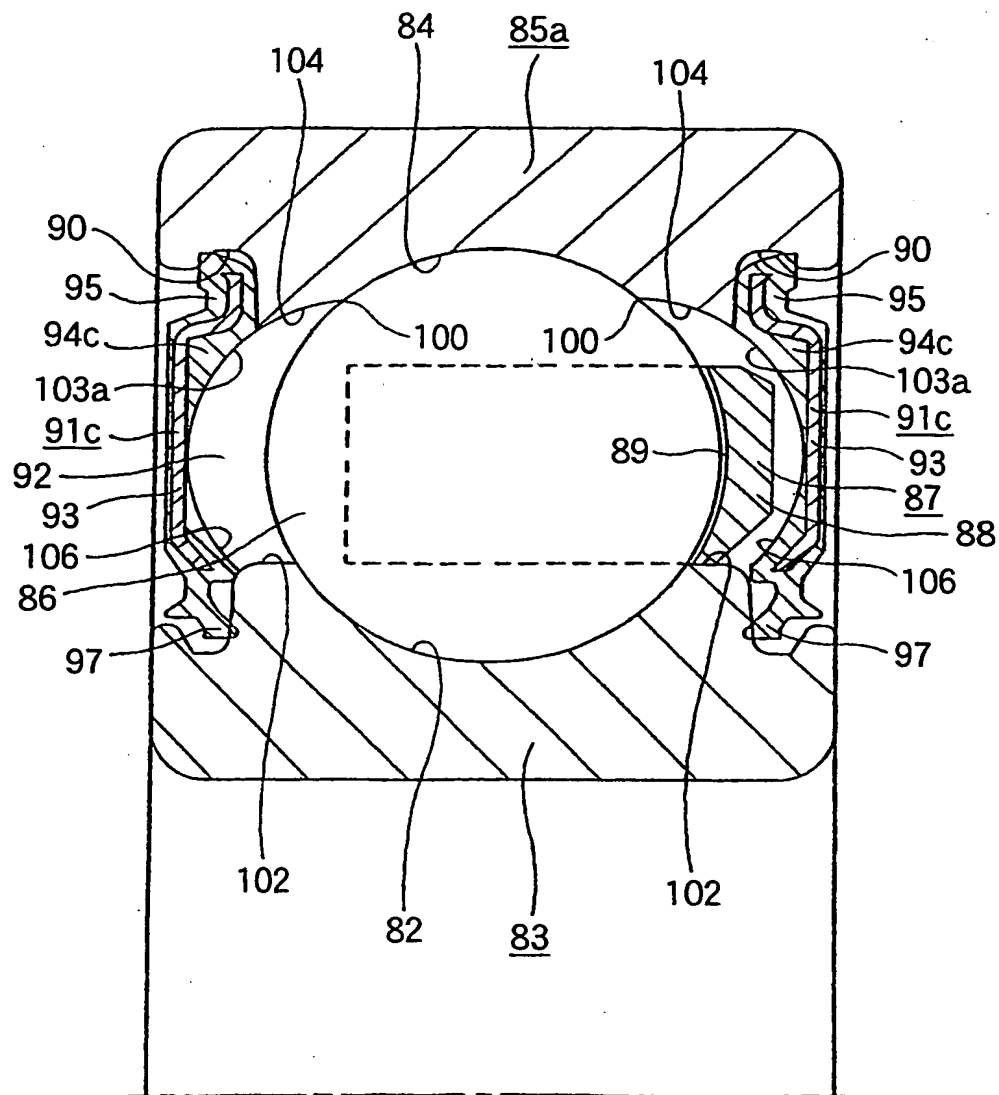


図19

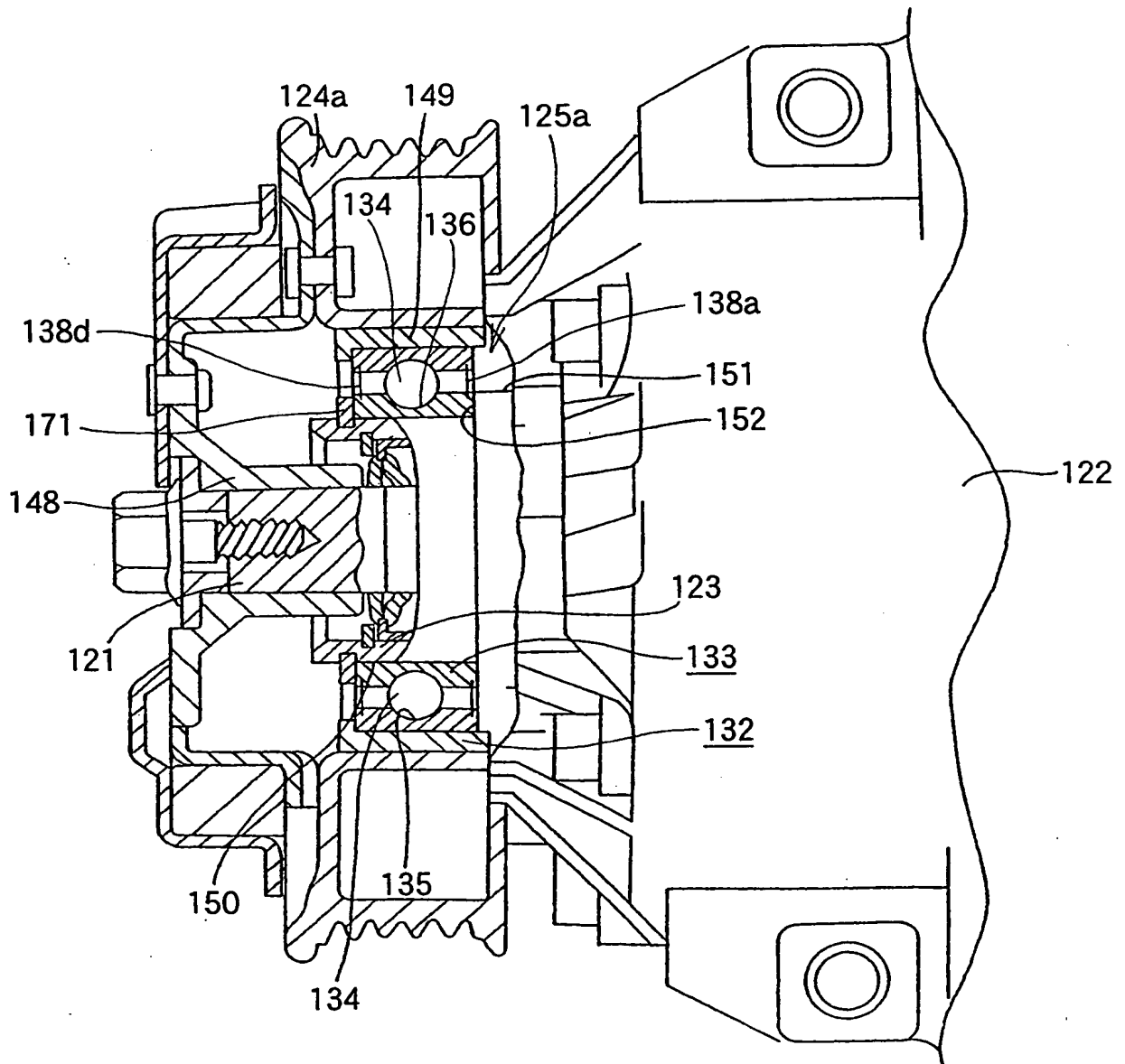


図20

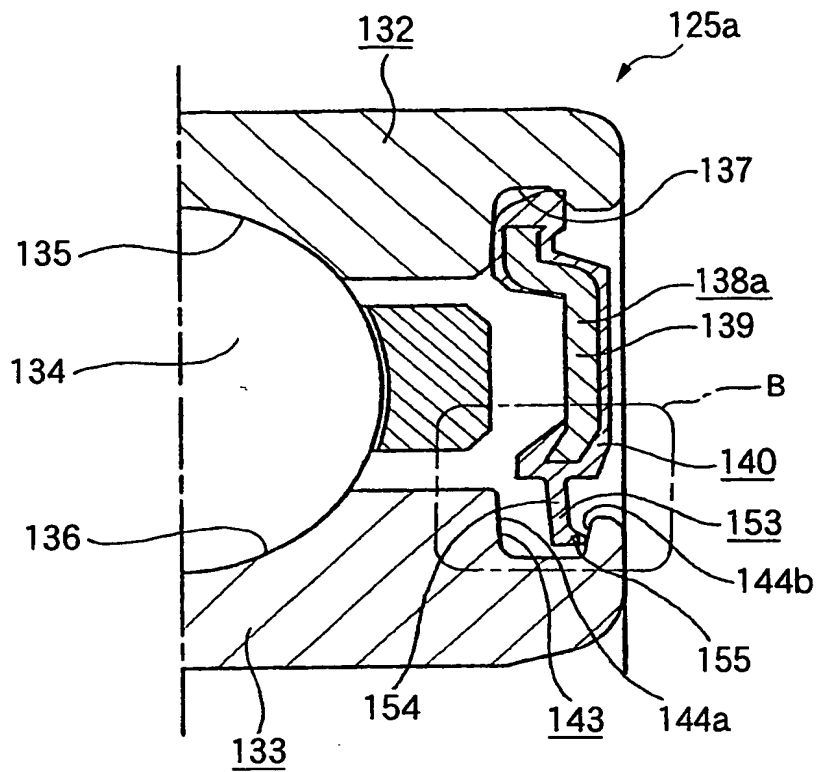


図21

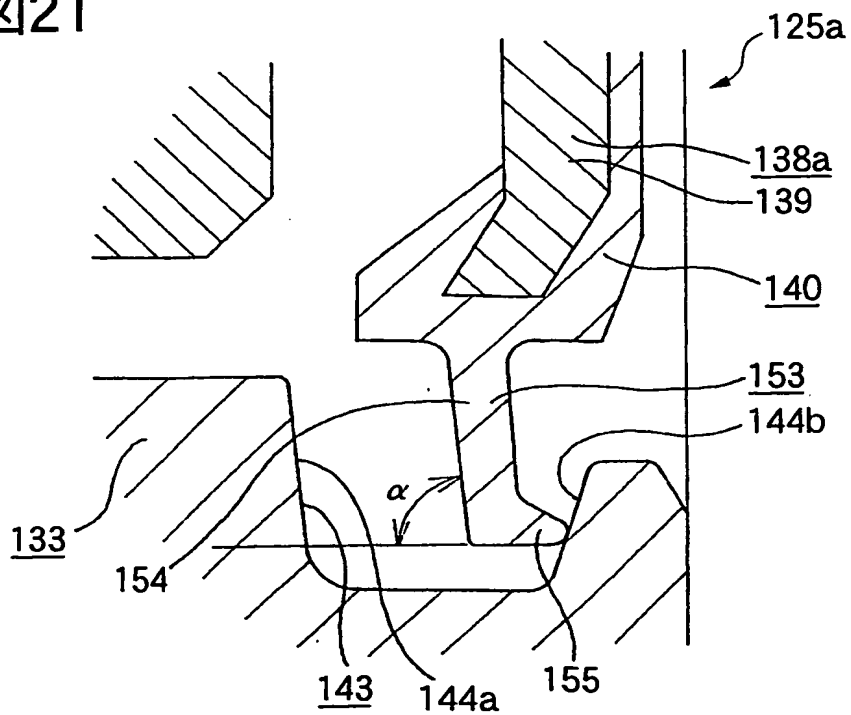


図22

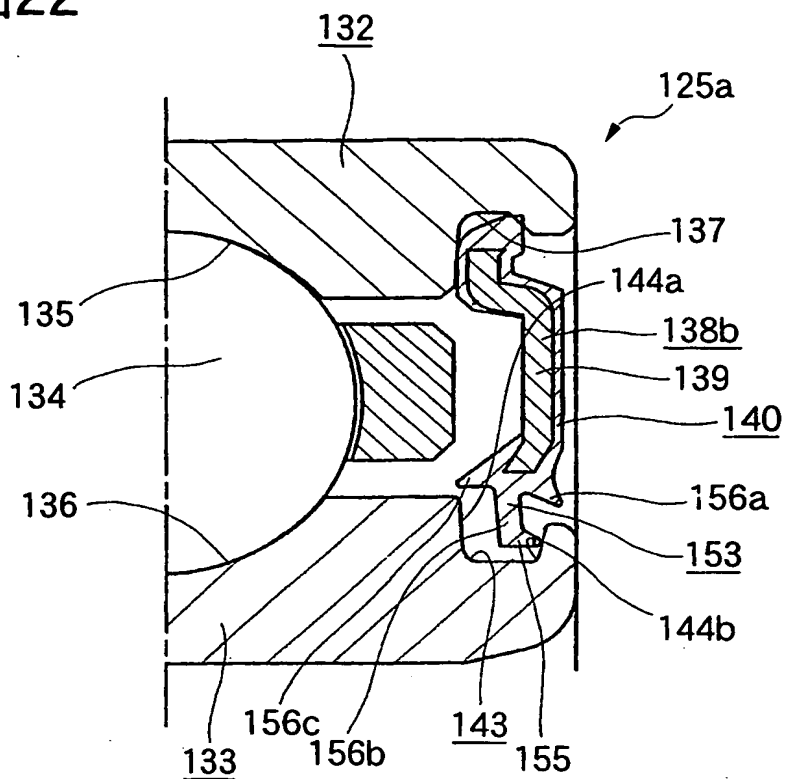


図23

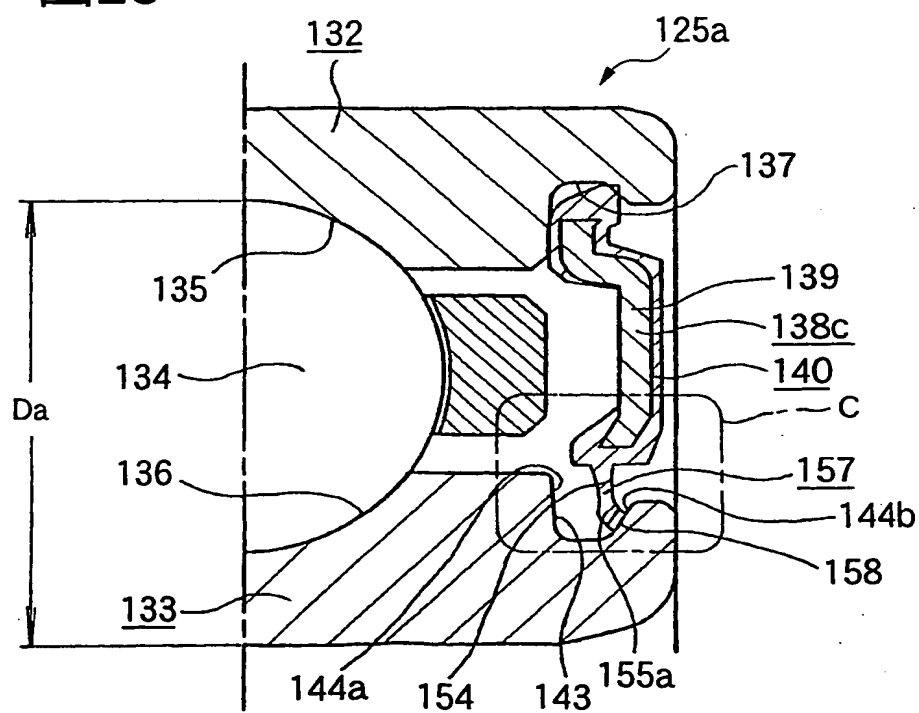


図24

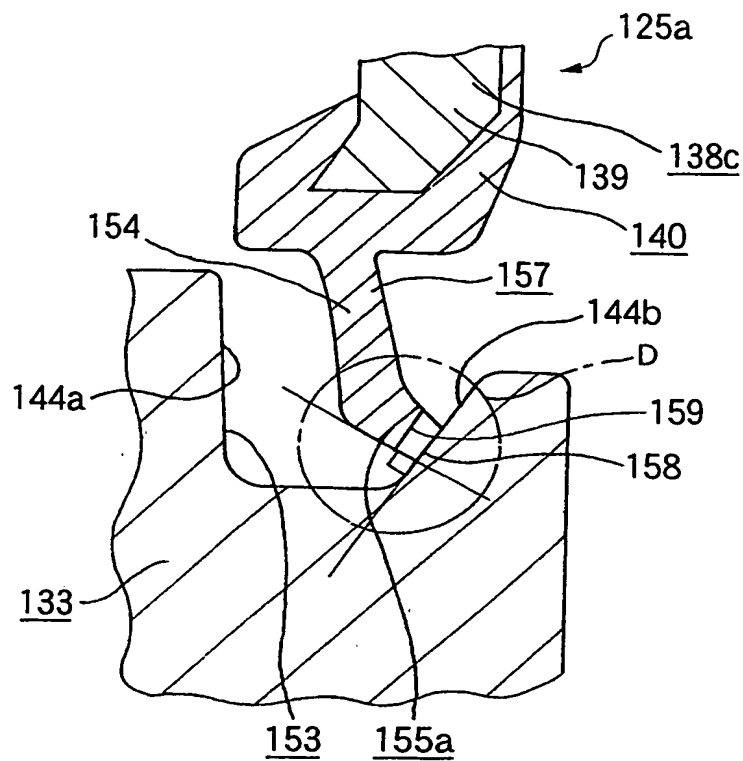


図25

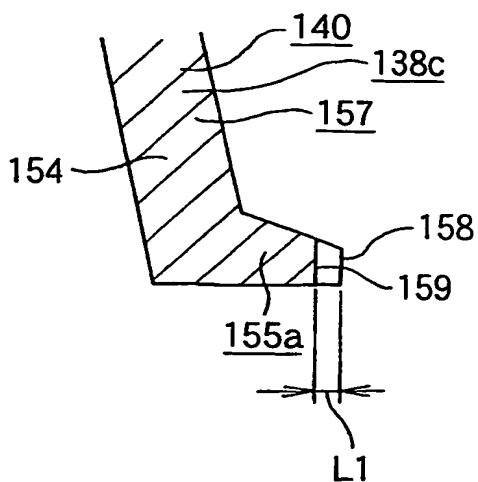


図26

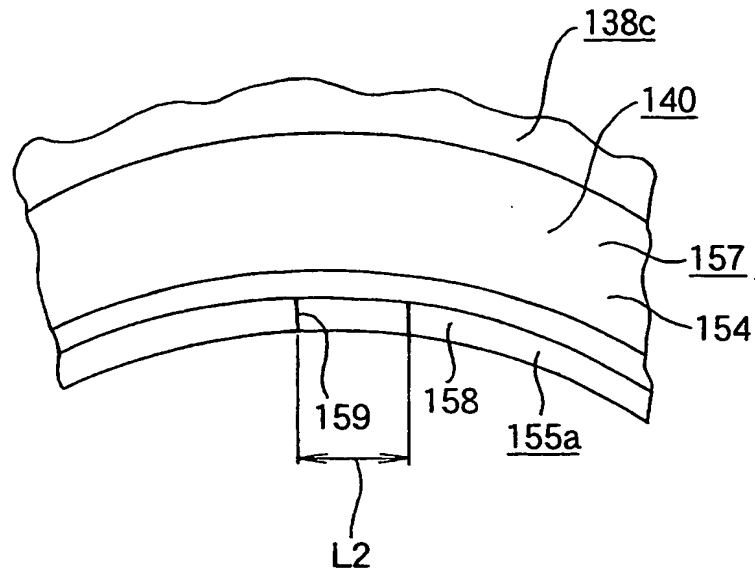


図27

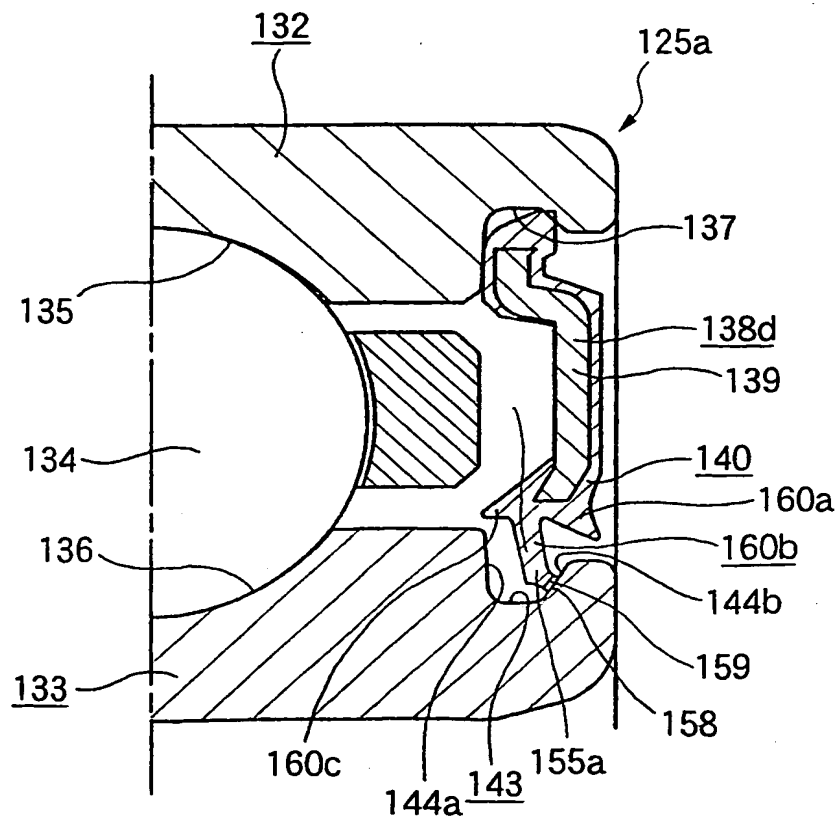


図28

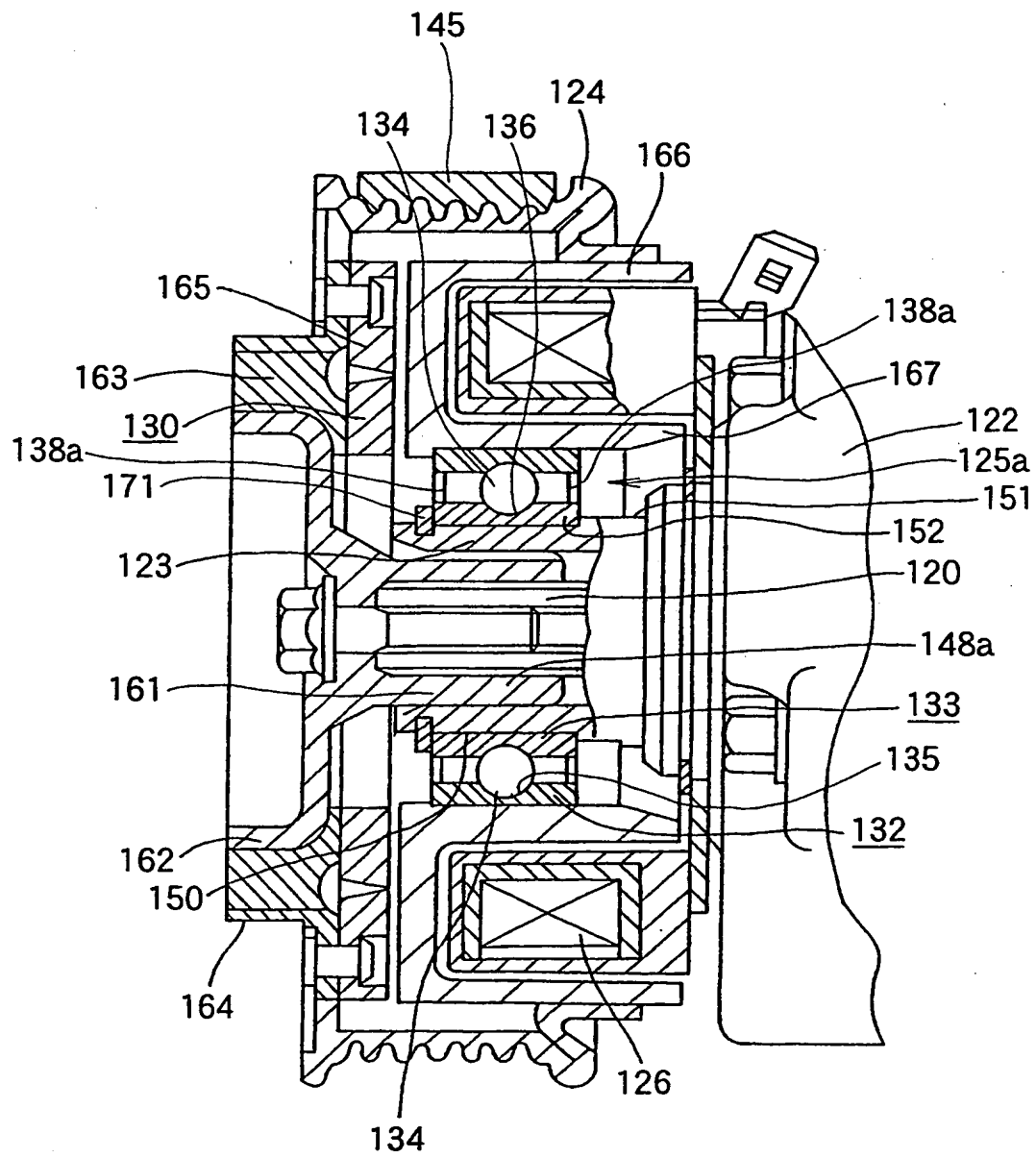




図29

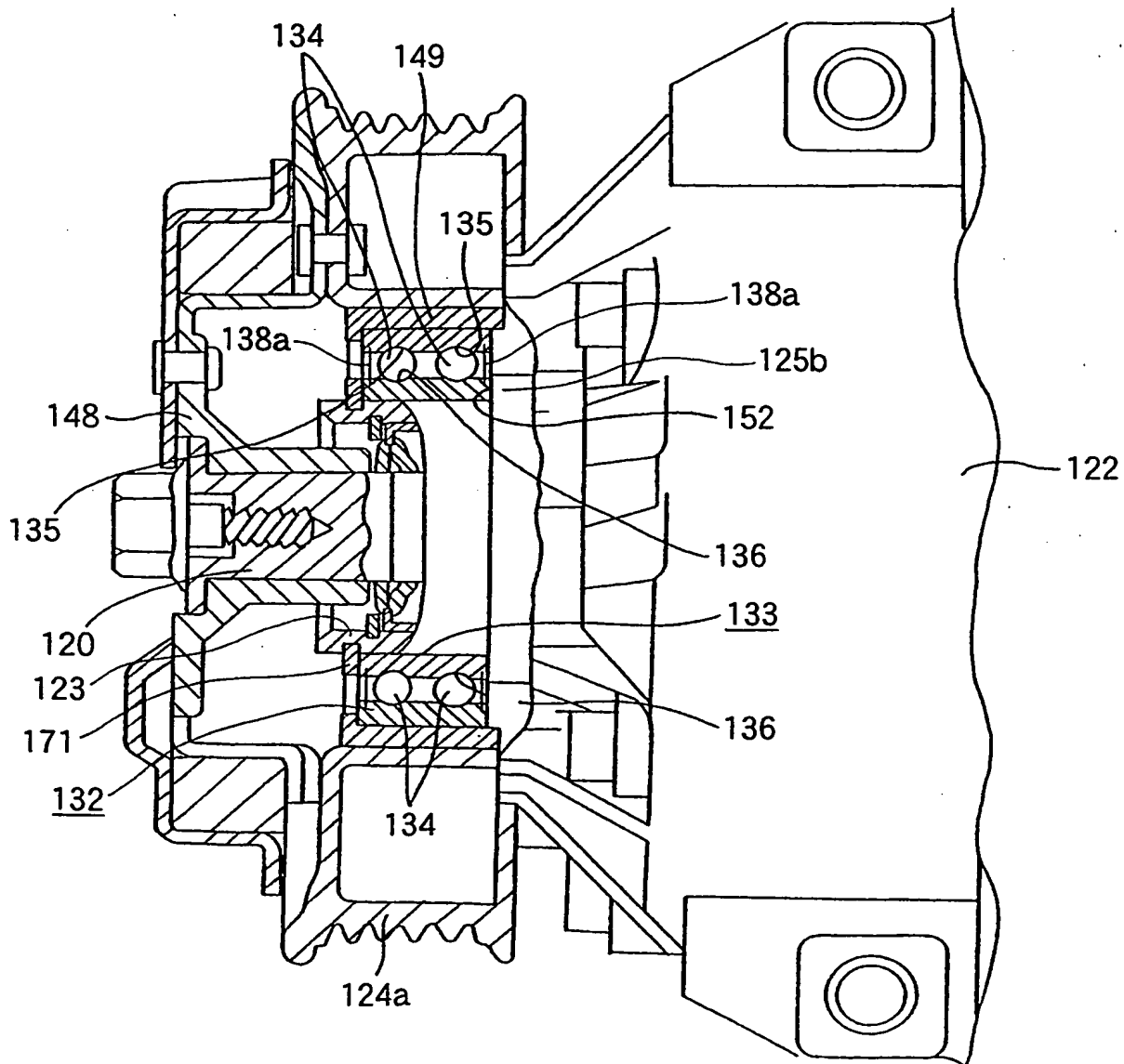


図30

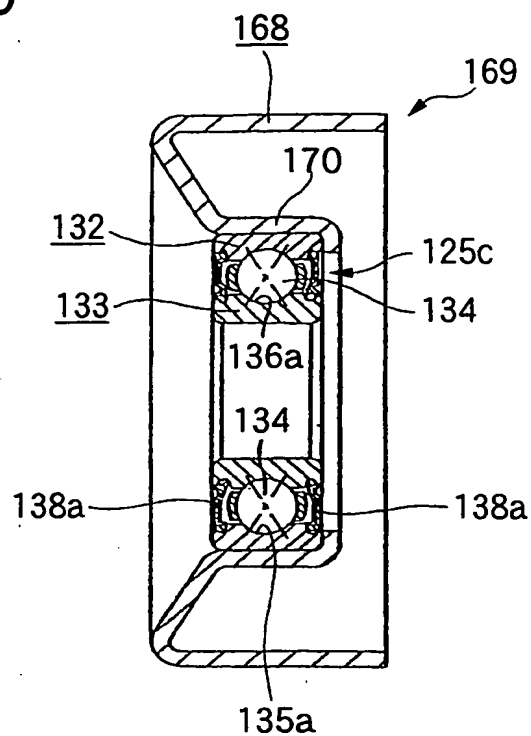


図31

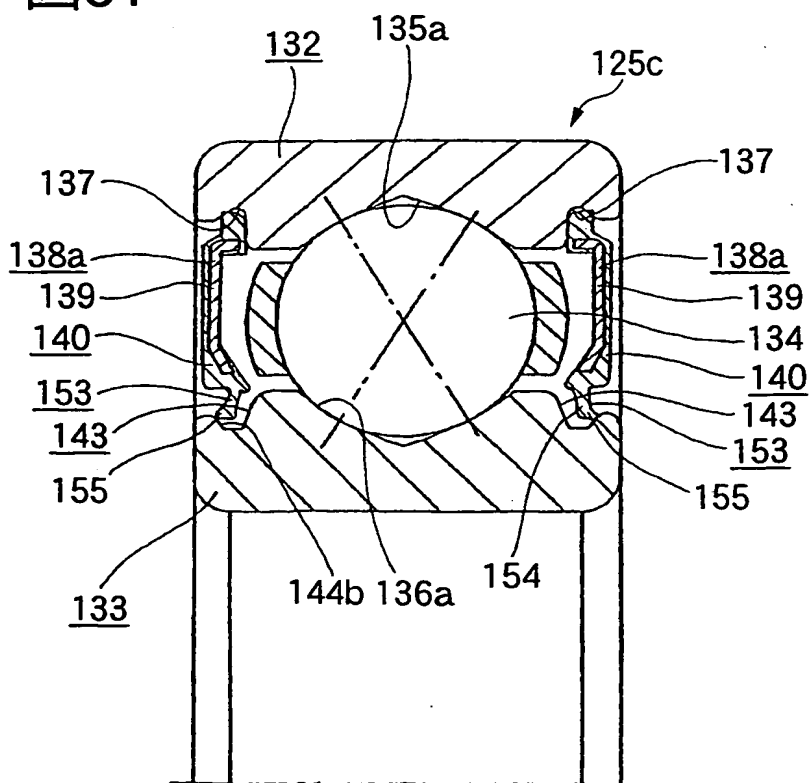


図32

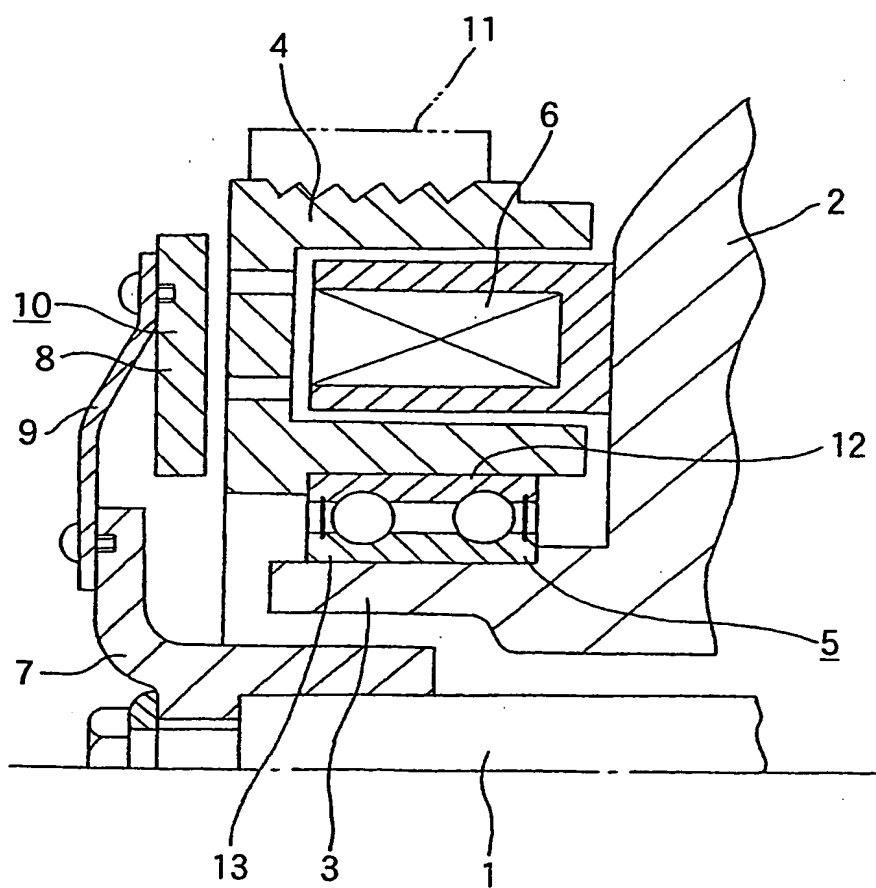


図33

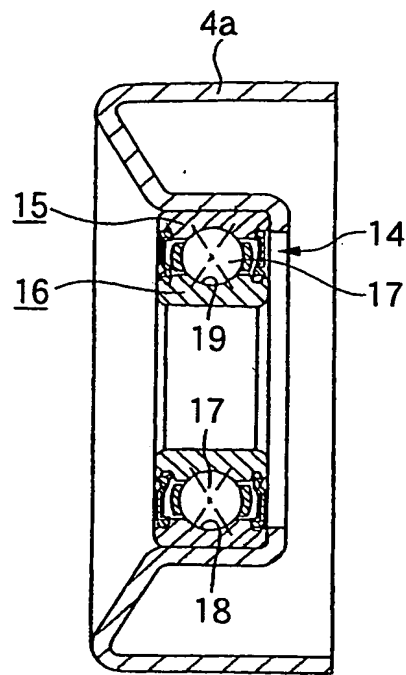


図34

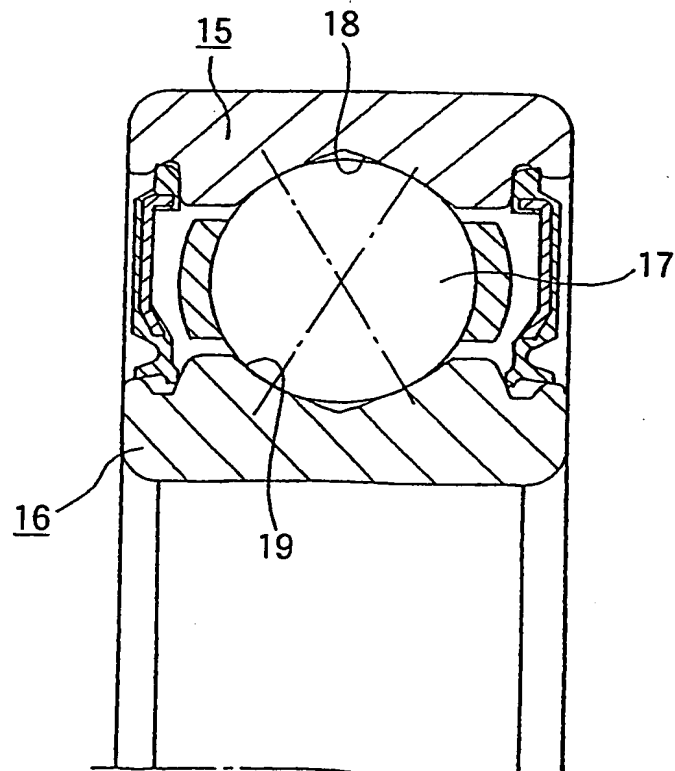
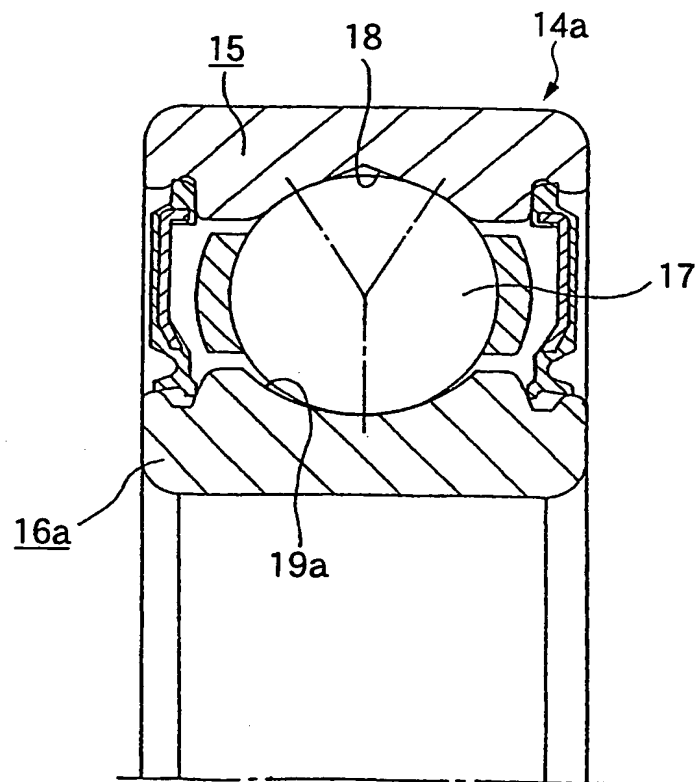


図35



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP02/09228

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> F16C19/16, F16C33/41, F16C33/66, F16C33/78, F16H55/36,  
F16H7/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F16C19/16, F16C33/41, F16C33/66, F16C33/78, F16H55/36,  
F16H7/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2002
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2002	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2002

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 6273230 B1 (NSK Ltd.), 14 August, 2001 (14.08.01), Full text; table 1 & JP 2000-240663 A Full text; table 1	1-4
Y	JP 11-210766 A (NSK Ltd.), 03 August, 1999 (03.08.99), Full text; table 3 (Family: none)	1-4
Y	JP 11-336795 A (Nachi-Fujikoshi Corp.), 07 December, 1999 (07.12.99), Figs. 1, 2 (Family: none)	1

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T"

later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&"

document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
18 November, 2002 (18.11.02)

Date of mailing of the international search report  
03 December, 2002 (03.12.02)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP02/09228

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 2001/28754 A1 (ISHIGURO et al.), 11 October, 2001 (11.10.01), Figs. 1, 5 to 7 & JP 2001-208081 A Figs. 1, 5 to 7	1
Y	JP 8-177871 A (NTN Corp.), 12 July, 1996 (12.07.96), Full text (Family: none)	2
Y	JP 2001-304279 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 31 October, 2001 (31.10.01), Full text (Family: none)	3, 4
Y	JP 8-232967 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 10 September, 1996 (10.09.96), Full text (Family: none)	3
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 49159/1990 (Laid-open No. 7726/1992) (Uchiyama Manufacturing Corp.), 23 January, 1992 (23.01.92), Full text (Family: none)	3
Y	CD-ROM of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 21731/1993 (Laid-open No. 73454/1994) (NTN Corp.), 18 October, 1994 (18.10.94), Full text (Family: none)	4

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F16C19/16, F16C33/41, F16C33/66,  
F16C33/78, F16H55/36, F16H7/02

## B. 調査を行った分野

## 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>7</sup> F16C19/16, F16C33/41, F16C33/66,  
F16C33/78, F16H55/36, F16H7/02

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年  
日本国公開実用新案公報 1971-2002年  
日本国登録実用新案公報 1994-2002年  
日本国実用新案登録公報 1996-2002年

## 国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 6273230 B1 (NSK Ltd.) 2001. 08. 14, 全文, 第1表 & JP 2000-24 0663 A 全文, 第1表	1-4
Y	JP 11-210766 A (日本精工株式会社) 1999. 08. 03, 全文, 第3表 (ファミリーなし)	1-4
Y	JP 11-336795 A (株式会社不二越) 1999. 12. 07, 第1図, 第2図 (ファミリーなし)	1

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18. 11. 02

国際調査報告の発送日

03.12.02

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

高辻 将人

3W

9823

電話番号 03-3581-1101 内線 3367



C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 2001/28754 A1 (Ishiguro et al.) 2001. 10. 11, 第1図, 第5-7図 & JP 2001-208081 A 第1図, 第5-7図	1
Y	JP 8-177871 A (エヌティエヌ株式会社) 1996. 07. 12, 全文 (ファミリーなし)	2
Y	JP 2001-304279 A (光洋精工株式会社) 2001. 10. 31, 全文 (ファミリーなし)	3, 4
Y	JP 8-232967 A (光洋精工株式会社) 1996. 09. 10, 全文 (ファミリーなし)	3
Y	日本国実用新案登録出願2-49159号 (日本国実用新案登録出願公開4-7726号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (内山工業株式会社) 1992. 01. 23, 全文 (ファミリーなし)	3
Y	日本国実用新案登録出願5-21731号 (日本国実用新案登録出願公開6-73454号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を記録したCD-ROM (エヌティエヌ株式会社) 1994. 10. 18, 全文 (ファミリーなし)	4